



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ÚPRAVY ČERPADLA PRO PROVOZ V TURBINOVÉM
REŽIMU**

MODIFICATION OF PUMP FOR TURBINE REGIME

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Jahn

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jan Jahn**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Úpravy čerpadla pro provoz v turbinovém režimu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předmětem diplomové práce je zvýšení hydraulické účinnosti odstředivého čerpadla při práci v turbinovém režimu.

Úpravy budou zaměřeny na oběžné kolo a spirálu čerpadla.

Cíle diplomové práce:

Provést úpravy klasického čerpadla vedoucí ke zvýšení účinnosti při jeho provozu v turbinovém režimu a srovnání původního čerpadla (bez úprav) s čerpadlem upraveným.

Seznam doporučené literatury:

ŁAZARKIEWICZ, S., TROSKOLANŃSKI, A. T.: Impeller pumps. Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, Warszawa, 1965.

LOBANOFF, V. S., ROSS, R. R.: Centrifugal pumps, design and application. Gulf Professional Publishing, Houston, 1992. ISBN -13 : 978-0-87201-200-4.

KARASSIK, I. J., MESSINA, J. P., COOPER, P., HEALD, Ch.: Pump handbook. McGraw Hill, 2008. ISBN 978-0-07-146044-6.

BLÁHA, K., BRADA, K.: Příručka čerpací techniky. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1997. ISBN 80-0-01626-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Hydraulický návrh hydrodynamického stroje je proveden s cílem dosáhnout vysoké hodnoty účinnosti transformace energie. Hydraulický návrh čerpadla a turbíny má své specifické odlišnosti. Za pomoci numerické mechaniky tekutin jsou posuzovány úpravy hydraulických částí klasického odstředivého čerpadla s cílem zvýšit jeho hydraulickou účinnost při provozu v turbínovém režimu. Provedeny jsou úpravy oběžného kola, spirální skříně a je přidána sací trouba.

KLÍČOVÁ SLOVA

Čerpadlo jako turbína, čerpadlo v turbínovém režimu, odstředivé čerpadlo, rekuperace energie, nízkopotenciální zdroj energie

ABSTRACT

Hydraulic design of a hydrodynamic machine is designed to achieve a high value of energy transformation efficiency. Pumps and turbines have some different typical features in hydraulic design. With the aid of computational fluid dynamics, adjustments of the hydraulic parts of a standard centrifugal pump are assessed with the aim to increase hydraulic efficiency of the pump running as turbine. The impeller, volute casing and added draft tube are discussed.

KEYWORDS

Pump as Turbine, pump in turbine mode, centrifugal pump, energy recuperation, low-potential source of energy



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JAHN, Jan. Úpravy čerpadla pro provoz v turbinovém režimu. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117428>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Jan Jahn





PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce. Také bych rád poděkoval Ing. Davidovi Štefanovi Ph.D. za podnětné konzultace v oblasti CFD výpočtů. Poděkování patří i všem vyučujícím Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana za jejich zájem a ochotu pomoci při vypracovávání diplomové práce.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za jejich podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod.....	13
Použití čerpadel jako turbín.....	13
1 Odstředivé čerpadlo	15
1.1 Eulerovy energetické rovnice	15
1.2 Konstrukční provedení radiálněaxiálního čerpadla	18
1.3 Úplná charakteristika čerpadla	19
2 Parametry stroje v reverzním chodu	21
2.1 Charakterizace turbínového provozu čerpadla	21
2.2 Teoretická analýza	22
2.3 Kvalitativní přepočty parametrů	22
2.4 Statistické vztahy	24
2.5 Bezrozměrná analýza.....	28
2.6 Bezrozměrné charakteristiky	29
2.7 Použití numerického modelování proudění	29
2.8 Aplikace poznatků na řešené čerpadlo	29
3 Úpravy čerpadla v turbínovém provozu.....	32
3.1 Numerická mechanika tekutin	32
3.2 Původní čerpadlo	35
3.3 Původní čerpadlo v turbínovém režimu.....	35
3.4 Zúžení spirály	38
3.5 Zaoblení hrany lopatky	41
3.6 Přidání savky	42
3.7 Použití zúžené spirály, zaoblené lopatky, přidání savky	47
3.8 Stočení oběžného kola	49
4 Porovnání výsledků.....	52
4.1 Experimentální data	55
Závěr.....	58
Použité informační zdroje	60
Seznam použitých zkratk a symbolů	62
Přílohy	64

ÚVOD

Úkolem diplomové práce je zlepšit hydraulickou účinnost odstředivého čerpadla provozovaného jako hydromotor. Uplatnění čerpadel v reverzním provozu má své výhody, zejména umožňuje hospodárnější používání energie její rekuperací. Ovšem jejich význam roste i z pohledu vybudování samostatně stojící malé vodní elektrárny.

Hydrodynamická čerpadla dosahují v turbínovém provozu účinnosti stejné, mnohdy i vyšší než v provozu čerpadlovém. Hydraulický návrh stroje bere v potaz vlivy působící při dodávání energie kapalině. Pomocí navržených úprav spirální skříně, oběžného kola, případně doplnění o sací troubu je sledován a posuzován vliv jednotlivých úprav na zvýšení účinnosti.

Úpravy jsou prováděné na radiálněaxiálním čerpadle menší velikosti. Prostředkem pro porovnávání je numerická mechanika tekutin. Simulace proudění je prováděna v optimálním provozním bodě turbínového provozu. Uvedené různé přístupy vedoucí ke stanovení turbínového optima z parametrů čerpadla slouží k přiblížení současného stavu poznání o daném tématu. Současně je provedeno porovnání různých vztahů při aplikaci na dané čerpadlo.

Model čerpadla nezahrnuje mezidiskové prostory těsnící kruhy, či ucpávky. Jedná se o zjednodušení možné v případě porovnávacích výpočtů. U každé úpravy jsou uvedeny výsledky s komentářem důvodu jejich použití. Použitý způsob řešení zadání pomocí numerické mechaniky tekutin je následně porovnán se skutečnou turbínovou charakteristikou daného čerpadla.

POUŽITÍ ČERPADEL JAKO TURBÍN

V současné době je poptávka po udržitelném zdroji energie s ohledem na vliv na životní prostředí stále větší. Tradiční zdroje, založené na fosilním palivu, mají nevýhodu v jejich vyčerpatelnosti a ekologické zátěži. Větrná, sluneční i energie vodních toků je prakticky nevyčerpatelná. Z uvedených obnovitelných zdrojů jsou vodní elektrárny pro energetiku nejvhodnější. Mají relativně malou poruchovost a nízké provozní náklady. Další výhodou je vysoký počet provozních hodin v roce. Za určitých podmínek může být jejich provoz bezobslužný. Z hlediska vlivu na přírodní prostředí se řadí mezi nejméně nebezpečný typ zdroje elektrické energie.

Vlastnosti hydrodynamického čerpadla pracovat jako hydromotor bylo zjištěno již přibližně před sto lety. Měření ukázala, že se účinnost při opačném režimu provozu zachovává, v některých případech se dokonce zvýší v porovnání s účinností čerpadla.

Použití čerpadel jako turbín je výhodné v několika případech. V odlehlých oblastech, kde není ekonomické a prakticky možné vybudovat distribuční soustavu, samostatně stojící hydro-systém může uspokojit poptávku po energii. Podstatné pro realizaci projektu je pořizovací cena společně s provozní náročností. Kromě vzdálených oblastí bez zdroje energie je možný i přínos do vybudované elektrizační soustavy. V posledních desetiletích, kdy již byly prakticky obsazeny velké toky vodními díly, zbývají lokality s nízkopotenciálním zdrojem vodní energie. V současnosti dochází k obnovám a rekonstrukcím již v minulosti zbudovaných vodních děl z důvodu pořizovací ceny nové výstavby. Při tom existuje značný počet lokalit příznivých pro využití nízkopotenciálního zdroje vodní energie. Malá vodní díla se v takových případech jeví jako vhodný zdroj obnovitelné energie, ale vyžaduje malé pořizovací náklady, aby byl ekonomicky výhodný. Tradiční vodní turbíny jsou v takových případech drahé. Dále vyžadují specifickou údržbu a obsahují součásti, které lze těžko zakoupit [1]. Zatímco odstředivá čerpadla jsou sériově vyráběná s širokým výběrem dopravní výšky a průtoku, takže jejich cena je nižší

než u turbíny a také údržba je jednodušší, protože jsou k dispozici náhradní díly. Účinnost těchto vodních motorů je v porovnání s turbínami menší. Z ekonomického hlediska použití čerpadel jako turbín v mikro vodní elektrárně s výkonem do 500 kW se návratnost investice pohybuje do dvou let, což je jistě méně než při použití turbíny [1]. Nižší cena pro vybudování malé vodní elektrárny může pomoci v intenzivnější výrobě elektrické energie z nízkopotenciálních zdrojů vodní energie či uspokojit poptávku po elektrické energii v odlehlých oblastech.

Možnost, jak zvýšit výrobu el. energie je využití reziduální potenciální energie. Malá a relativně levná hydrodynamická čerpadla se mohou uplatnit také při rekuperaci hydraulické energie z potrubních systémů a v průmyslu. Použití čerpadel ve funkci turbín se vyskytuje v následujících případech [2], [3]:

- U chemických pochodů jsou často používány vysoké talky, které jsou v různých fázích procesu redukovány, např.: při praní plynů za vysokých tlaků, při syntéze čpavku a přeměně uhlí v kapalná paliva, u petrochemických pochodů při praní zemního plynu a vypouštění produktů z krakovacích systémů, u odsolování mořské vody při odpouštění zahuštěné vody z vysokotlakých filtrů (reverzní osmóza).
- V okruzích chladicí vody při větších převýšeních mezi výměníky tepla a hladinou chladicí vody v nádrži.
- Při plnění vodních rezervoárů průmyslových podniků s velkou spotřebou vody. Zde probíhá odběr z vodovodní sítě v noci, kdy je ve vodovodním řadu zvýšený tlak a ten se musí při plnění rezervoáru snižovat.
- U vodovodních řadů jsou stanoveny limity pro tlak s ohledem na bezpečnost provozu. V oblastech s vysokým tlakem se nadbytečná talková výška redukuje disipací energie při škrcení redukčními ventily. Nasazení čerpadla v turbínovém režimu je zde vhodné. Nicméně je zde omezení týkající se průtoku. Pokud je průtok danou částí malý, hydraulický motor nemusí zabezpečit dostatečnou redukci tlaku. V takovém případě je nutné správně navrhnout paralelní připojení reverzně pracujících čerpadel o různých výkonech také společně se škrticím ventilem. Možný výkon rekuperační jednotky ve vodovodním řadu je do 100 kW [4].

Rekuperovaná energie se použije k výrobě elektrické energie, nebo se může použít přímo k pohonu pracovních strojů na místě, kde byla získána (např. pohon procesních čerpadel) a tím snížit spotřebu fosilních paliv [2].

Účinnost těchto hydrodynamických motorů je menší než u turbín, ale na druhou stranu jejich pořizovací cena umožňuje využívat reziduální a nízkopotenciální zdroje energie. Z ekonomického hlediska se doba návratnosti investic pohybuje v jednotkách let.

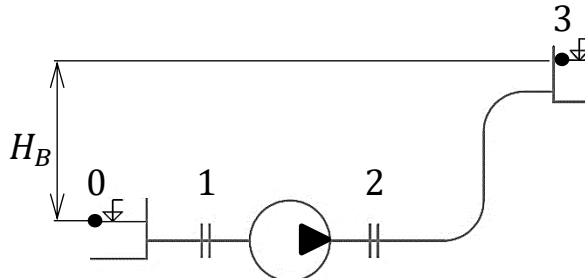
1 ODSTŘEDIVÉ ČERPADLO

Odstředivé čerpadlo je stroj mající veliký technický a ekonomický význam v mnoha oblastech života a průmyslu. Řízení pohybu kapalin se obecně považuje za nezbytnou součást civilizace. Konstrukce hydrodynamických čerpacích strojů je velmi rozsáhlá problematika, protože již samotný hydraulický návrh se musí konfrontovat s technologií výroby nebo materiálovými vlastnostmi jednotlivých částí a jejich možného zatížení. V důsledku velkého rozpětí aplikací hydrodynamických čerpadel je návrhová část popisována několika způsoby. Samotný návrh geometrie je podle různé literatury založen na několika zjednodušujících předpokladech. Jedná se o jednorozměrné metody, či dvojrozměrné, které jsou založeny na menším počtu zjednodušujících předpokladů. V oblasti teorie proudění v hydrodynamickém stroji všeobecně neexistuje analytická trojrozměrná metoda pro hydraulický návrh čerpadla [5]. Ze zkušeností získaných na velkém počtu navržených strojů je celá problematika dotažena do vysoké technické úrovně.

Hydraulický návrh čerpadla spočívá v hledání co nejefektivnější transformaci mechanické energie v oběžném kole na energii kapaliny. Jednotlivé části čerpadla (rotující a statorové) na sebe navazují a jsou uzpůsobeny tak, aby se vytvořila vhodná struktura proudění. Výsledkem jsou požadované parametry čerpadla zajišťované s vysokou účinností a stabilní charakteristikou.

1.1 EULEROVY ENERGETICKÉ ROVNICE [6], [7]

Pro dopravu kapaliny potrubím je zapotřebí kapalině dodávat určité množství energie, které lze rozložit na část potenciální energie a část potřebnou pro pokrytí hydraulických ztrát při jejím



Obrázek 1 Obecné schéma pro dopravu kapalin; část 0-1 je sací část systému, 2-3 je výtlačná část, body 1 a 2 značí přírubu na sací, resp. výtlačné straně čerpadla, H_B – geodetický rozdíl hladin

vedení. Z podstaty velikosti ztrátové měrné energie Y jako funkce průtoku je při trvale ustáleném průtoku systémem ustálená její velikost. Energeticky aktivní částí potrubního systému je čerpadlo. Dodávaná měrná energie kapalině je rovna požadované měrné energii potrubního systému. Pro popis aktivního prvku je použita měrná energie v místě těsně před (bod 1) a za ním (bod 2), což odpovídá celkové energetické bilanci systému mezi jeho počátkem a koncem. Zjednodušené obecné schéma pro dopravu kapalin znázorňuje obrázek 1. Měrná energie čerpadla plyne z Bernoulliho rovnice:

$$Y_{\text{č}} = Y_2 - Y_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (1.1)$$

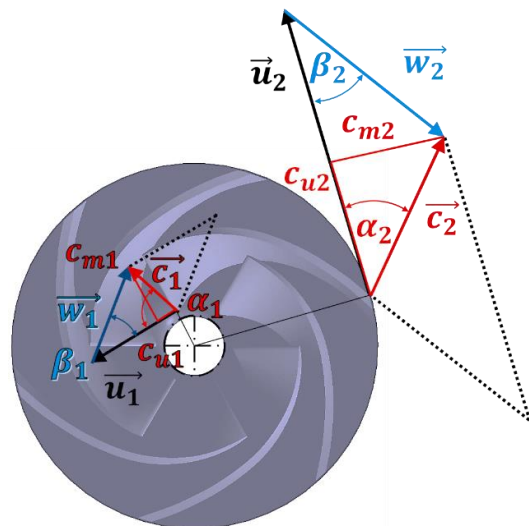
Členy p představují statické tlaky, c střední průřezovou rychlost. Při opačném směru proudění je měrná energie odebrána kapalině turbínou stanovena analogicky. Při použití stejného schématu je měrná energie turbíny vyjádřena ve tvaru:

$$Y_T = Y_2 - Y_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (1.2)$$

Změna měrné energie kapaliny při průchodu oběžným kolem hydrodynamického stroje je zprostředkována nepřímo přes změnu kinetické energie kapaliny. Průchodem rotujícím OK u pomaloběžných OK je tekutina ovlivňována dostředivým zrychlením. Mechanická práce na hřídeli je prostřednictvím rotujícího OK předávána kapalině ve formě kinetické energie. Tlaková energie je následně transformována z kinetické. Kinematické poměry v oběžném kole znázorňuje obrázek 2. Pro popis jsou použity rychlosti: c – absolutní rychlost, w – relativní rychlost a u – unášivá obvodová rychlost. Jejich součtem:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

vzniká rychlostní trojúhelník. Úhel mezi absolutní rychlostí a obvodovou je značen jako úhel absolutní rychlosti α . Úhel mezi relativní rychlostí a obvodovou je úhel lopatky β . Důležité jsou vzájemně kolmé složky absolutní rychlosti. Složka v meridiálním řezu oběžného kola, kolmá na rychlost unášivou, značená c_m , souvisí s průtokem kapaliny Q . Druhá složka c_u je průmětem absolutní rychlosti do obvodové. Dle věty o změně hybnosti souvisí c_u složka se silou, kterou působí lopatka na kapalinu. Orientace síly vůči ose otáčení společně s obvodovou rychlostí OK pak vyjadřuje teoretický výkon hydrodynamického stroje P . Vztažení dodávané energie na jednotku hmotnosti vyjadřuje měrná energie Y [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].



Obrázek 2 Kinematické poměry na vstupu 1 a výstupu 2 z oběžného kola čerpadla

Eulerova pracovní rovnice vyjadřuje změnu měrné energie v hydrodynamickém stroji. Je popsána změnou rychlostí kapaliny a ztrátami třením a vířením ve stroji. Pro **čerpadlo** s bodem "1" na vstupu a bodem "2" na výstupu je ve tvaru (viz obrázek 2):

$$Y_{\check{c}} = Y_{\text{Eu}, \check{c} \text{ id}} - Y_{z1,2} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} - Y_{z1,2}$$

$$Y_{\text{Eu}, \check{c} \text{ id}} = \frac{Y_{\check{c}}}{\eta_{h\check{c}}} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (1.3)$$

V **turbínovém** režimu, kdy je úhlová rychlost i průtok opačný, je **Eulerova pracovní rovnice** obdobná až na znaménko u ztrát. Rozdíl měrné energie kapaliny před OK "2" na tlakové straně a za OK (ve směru proudění) v bodě "1" je dán:

$$Y_T = Y_{\text{Eu}, T \text{ id}} + Y_{z1,2} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} + Y_{z1,2}$$

$$Y_{\text{Eu}, T \text{ id}} = Y_T \cdot \eta_{hT} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (1.4)$$

1.1.1 ÚČINNOST

Teoretický výkon hydraulického stroje P_{th} [W] je dán součinem hmotnostního průtoku Q_m [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] a měrné energie zpracovávané strojem Y [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$], dané dopravní výškou čerpadla H [m], nebo čistým spádem H (netto) turbíny.

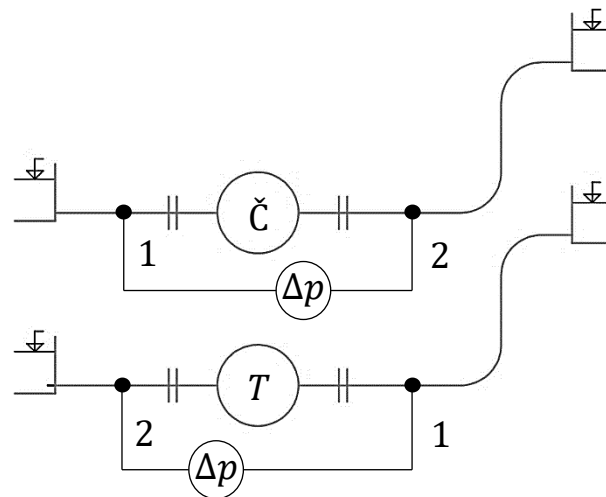
$$P_{th} = Q_m \cdot Y = \rho \cdot Q \cdot Y = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.5)$$

Skutečný výkon (příkon) hydraulického stroje se odlišuje od teoretického. Rozdíl je dán ztrátami v samotném stroji, které se dělí na ztráty hydraulické, objemové a mechanické. Výkon turbíny P_T a příkon čerpadla $P_{\check{c}}$ přenášený hřídelí vztažený k dostupnému hydraulickému příkonu, resp. výkonu definuje celková účinnost η .

$$\eta_{\check{c}} = \frac{P_{th}}{P_{\check{c}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M_k \cdot \omega} \quad (1.6)$$

$$\eta_T = \frac{P_T}{P_{th}} = \frac{M_k \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (1.7)$$

Hodnota celkové účinnosti se určuje měřením, jelikož výpočty jsou zatíženy nejistotou (chybou). Při měření se odečítají hodnoty krouticího momentu M_k [N.m], úhlové rychlosti ω [rad.s⁻¹], průtok a tlaky v daných vzdálenostech od přírub stroje (viz obrázek 3).



Obrázek 3 Umístění bodů pro snímání rozdílu tlakové měrné energie u čerpadel a turbín

Hydraulické ztráty je označení pro souhrn ztrát vznikajících v hydraulickém stroji při pohybu kapaliny od sacího hrdla po výtlačné. Při průchodu strojem je kapalina nucena měnit směr proudění i velikost rychlosti. Proudění je ovlivněno ztrátami třením o stěny, vířením kapaliny, změnou průtočného průřezu a změnou směru proudění jak v oběžném kole, tak ve spirále. Obsahuje také tření vnějších ploch oběžného kola o kapalinu, nazývané jako diskové ztráty.

Objemové ztráty vznikají zpětným průtokem části kapaliny v těsnících kruzích oběžného kola čerpadla z výtlačku do sání. Čerpadlo musí ve vstupním profilu pracovat s větším průtokem, než jaký je odváděný výtlačnou větví. U turbín se naopak část průtoku neúčastní průchodu oběžným kolem.

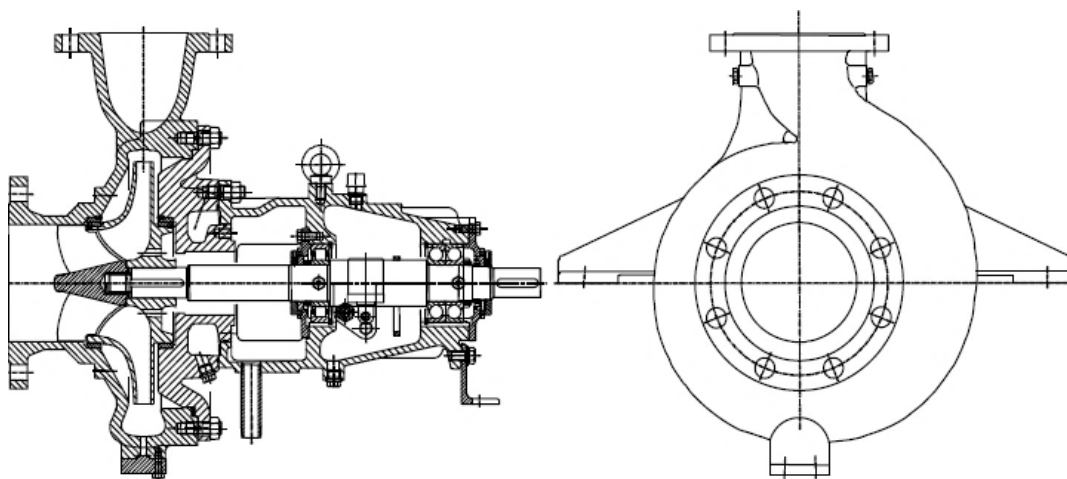
Mechanické ztráty zahrnují několik vlivů. Vznikají v ucpávkách a ložiskách hřídele v důsledku tření. Dále může zahrnovat ztráty ve spojce.

V případě CFD výpočtu, který nezahrnuje mezi-diskové prostory, nejsou do výsledků zahrnuty vlivy diskových či objemových ztrát. Mechanické ztráty nejsou v případě numerické mechaniky tekutin zohledňovány taktéž. Výsledná zjištěná účinnost se stává účinností hydraulickou η_h , ovšem bez zahrnutí diskových ztrát. U výsledků výpočtů je uvedena jako η .

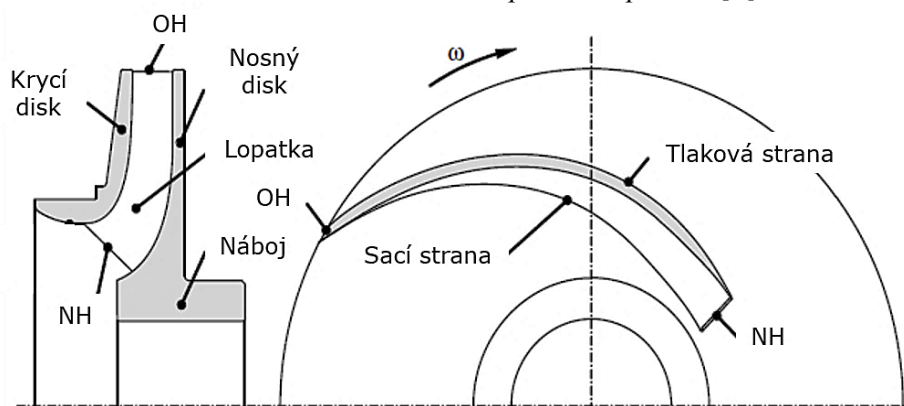
1.2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ RADIÁLNĚAXIÁLNÍHO ČERPADLA

Čerpadlo použité v této práci je charakteristické axiálním vstupem a radiálním výstupem kapaliny z oběžného kola. Oběžné kolo, viz obrázek 5, představuje několik zakřivených kanálů, jejichž tvar je uzpůsoben správnému vedení kapaliny při změně směru proudění a změně její hybnosti. Hydraulický návrh se provádí pro optimální provozní bod, přesněji pro návrhové parametry. Tvar mezilopátkového prostoru v meridiálním řezu odpovídá rovnoměrnému zvětšování průtočného průřezu. Tvar samotných lopatek je navržen podle vstupního rychlostního trojúhelníku, bez před-rotace, a výstupního, který zohledňuje deviaci proudění vlivem lokálního víru (konečný počet lopatek). Oběžné kolo je v axiálním směru zajištěno maticí. Tlakový rozdíl mezi vstupem a výstupem z oběžného kola způsobuje kromě objemových ztrát vznikající na těsnících kruzích i axiální sílu. K její eliminaci se většinou používají vyrovnávací otvory, nebo ostříkovací lopatky na zadní straně nosného disku.

Kapalina je po celém obvodu oběžného kola odváděna spirální skříní. Jedná se o kanál spirálního tvaru s postupně se zvětšujícím průtočným průřezem, který se chová jako kanál s konstantní průtočnou rychlostí. Kinetická energie kapaliny se zde transformuje na tlakovou. Proudění je uklidňováno a odváděno výtlačným hrdlem čerpadla, které je na spirále umístěno tangenciálně, viz obrázek 4. Návrh spirální skříně vychází ze směru kapaliny opouštějící oběžné kolo v optimálním provozním bodě. Úhel absolutní rychlosti na vstupu do spirály a obvodové složky rychlosti se nazývá úhel spirály α_{SP} .



Obrázek 4 Radiálněaxiální čerpadlo se spirálou [8]



Obrázek 5 Osový řez oběžným kolem čerpadla vlevo, pohled na lopatku ve směru osy vpravo; NH – náběžná hrana lopatky; OH – odtoková hrana lopatky; upraveno dle [8]

Tvary oběžného kola jsou v závislosti na návrhových parametrech typizovány podle souhrnného součinitele přibližné hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů – specifických otáček n_q , stanovených jako:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad [\text{min}^{-1}], \quad (1.8)$$

kde vystupují otáčky n [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$], průtok Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] a dopravní výška H [m]. Vztah vychází ze základních přeměn energie. Dává do souvislosti dynamickou a kinematickou podobnost podle Froudeho a Strouhalova kritéria. V závislosti na návrhových parametrech n , Q , H je podle specifických otáček vybrán typ oběžného kola, který bude na základě hydrodynamické podobnosti nejlépe vyhovovat požadované změně měrné energie kapaliny. Obrázek 6 ukazuje tvary kanálů oběžného kola, rychlostní trojúhelníky a charakteristiky pomaloběžných hydrodynamických čerpadel. (Pozn.: V různé literatuře se vyskytují vztahy pro specifické otáčky v jiných podobách, podle měrové soustavy, ze které vychází. Původně definované specifické otáčky jsou vzájemně ve vztahu $n_s = 3,65 \cdot n_q$ [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$].)

Měrné otáčky n_q (min^{-1})	Typ oběžného kola	Meridiánový řez oběžným kolem	Výstupní a vstupní rychlostní trojúhelníky	Charakteristiky čerpadla
10 až 30	radiální	$D_2/D_1 = 3,5$ až 2 		
22 až 60	radiální se zborcenými lopatkami	$D_2/D_1 = 2$ až 1,5 		

Obrázek 6 Tvar oběžného kola, rychlostní trojúhelníky a charakteristiky hydrodynamických čerpadel; charakteristiky jsou vyneseny v hodnotách vztažených k optimálnímu provoznímu bodu (index O) [6]

1.3 ÚPLNÁ CHARAKTERISTIKA ČERPADLA [6], [8]

Při měření HD stroje se kromě hlavních parametrů Q , Y zaznamenávají také přidružené parametry, jako jsou otáčky n a krouticí moment M_k , z nichž se určí přenášený výkon na hřídeli $P = 2\pi n M_k$ nebo účinnost, daná podílem hydraulického výkonu P_{th} a příkonu P čerpadla $\eta = P_{th}/P$. Úplná charakteristika je záznam uvedených parametrů v rozmezí $\leq 0 \leq$, kdy se na souřadné osy většinou vynášejí kinematické parametry Q - n , zbývající dynamické Y , M , P jsou vyneseny parametricky, viz obrázek 7. Kladné hodnoty parametrů se vztahují k normálnímu čerpacímu provozu.

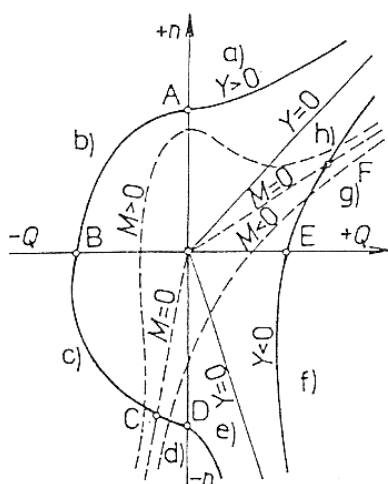
Úplnou charakteristiku tvoří osm oblastí rozdílných provozních stavů čerpadla, viz obrázek 8. Oblasti a), c), e), g) jsou energeticky aktivní. Zbývající (vyšrafované) jsou disipační, též brzdivé. Přiváděná energie je zde transformována na teplo. Velikost jednotlivých oblastí je závislá na typu oběžného kola odstředivého čerpadla.

Parametrická křivka měrné energie $Y = konst.$ odstředivého čerpadla prochází postupně energeticky aktivními oblastmi: a) odstředivé čerpadlo; c) Francisova turbína; e) dostředivé čerpadlo; g) odstředivá turbína. Vyznačené body představují: A – na výtlaku čerpadla je $Y_\zeta =$

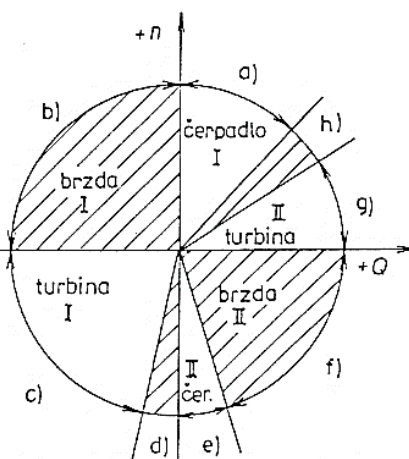
$Y_{statická}$; B – zastavené OK na rozhraní brzdícího a turbínového provozu; C – průběžné otáčky turbíny; D – stejně jako v bodě A, ale při opačném smyslu otáčení; E – stejně jako v B při opačném průtoku; F – stejně jako v bodě C.

Primárně je pro čerpadla podstatná oblast a). Je v katalogích udávána v souřadnicích Q - Y při daných otáčkách $n = konst.$ Zbývající oblasti úplné charakteristiky jsou důležité pro posouzení hydraulických systémů při havárii (např. výpadek napájení čerpadel) a pro cílený provoz čerpadla v reverzním chodu jako hydromotor.

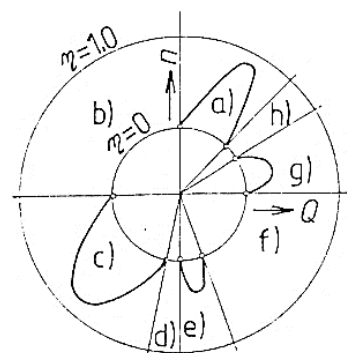
Účinnost transformace energie u energeticky aktivních provozních stavů znázorňuje obrázek 9. Polární diagram zaznamenává vysokou účinnost v turbínovém režimu v oblasti c), u které je její hodnota rovna, či přesahuje hodnotu účinnosti v čerpadlové oblasti a). Na základě tohoto poznatku je použití čerpadla jako turbíny vhodné pro pohon jiných strojů.



Obrázek 7 Schéma úplné charakteristiky odstředivého čerpadla [6]



Obrázek 8 Schéma provozních oblastí odstředivého čerpadla [6]

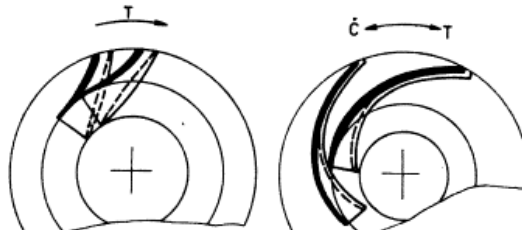


Obrázek 9 Polární diagram účinnosti v úplné charakteristice odstředivého čerpadla [6]

2 PARAMETRY STROJE V REVERZNÍM CHODU

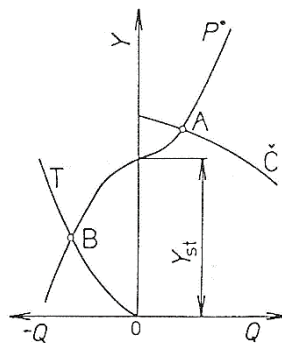
2.1 CHARAKTERIZACE TURBÍNOVÉHO PROVOZU ČERPADLA [2], [6]

Hydrodynamická čerpadla provozována jako hydromotory vykazují stejnou, nebo větší hodnotu účinnosti. Z důvodu odlišného tvarování kanálů oběžných kol čerpadla a turbíny by turbína provozovaná v čerpadlovém provozu dosáhla špatné účinnosti. Obráceně protékané konfuzorové kanály turbíny mají jako čerpadlové difuzory příliš strmé rozšiřování stěn. Zatímco difuzorové kanály OK čerpadla se při opačném průtoku stávají konfuzory, a to prakticky bez zvýšení hydraulických ztrát [2].



Obrázek 10 Geometrická odlišnost lopatkování turbíny (vlevo) a čerpadla (vpravo) [6]

Pro reverzní provoz čerpadla je charakteristický opačný smysl průtoku i otáček. Graficky je tato situace zaznamenána v úplné charakteristice čerpadla $Q-n$ (obrázek 7). Charakteristika $Q-Y$ rozšířená o turbínový chod ukazuje oba možné provozní body. Z principu použití čerpadla jako turbíny v hydroenergetice, či jako rekuperační jednotky nahrazující redukční ventily v hydraulických systémech, má charakteristika obdobnou povahu jako průtok místním odporem $Y_z = k \cdot Q^2$ [6], v obrázku znázorněná jako parabola T s vrcholem v počátku souřadnic.



Obrázek 11 Charakteristika HD čerpadla rozšířená o turbínový režim; P – charakteristika potrubí, \check{C} – charakteristika čerpadla, T – charakteristika turbíny, A – provozní bod čerpadla, B – provozní bod turbíny, Y_{st} – statická měrná energie [6]

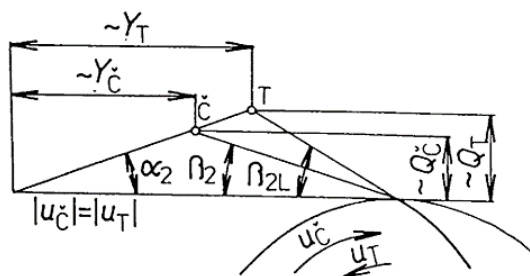
Jednoduchou metodu k určení optimálního provozního bodu v reverzním režimu se snaží nalézt několik autorů. Jedná se o komplexní problematiku, u které je velice obtížné zjistit chování všech odstředivých čerpadel provozovaných jako hydromotory. Teoretická analýza je za účelem dosažení přesnější predikce hledaného provozního bodu doplněna empirickými korekcemi vyplývající z provedených měření. Kromě optimálního provozního stavu je předmětem zájmu i zbytek turbínové charakteristiky. V takovém případě se jedná o ještě rozsáhlejší problematiku.

V následujících částech jsou přiblíženy metody určování turbínových provozních parametrů pro jeden konkrétní bod, a to pro optimum, protože použité čerpadlo v této práci je posuzováno při optimálních provozních parametrech. Obecně lze z katalogů výrobců zjistit optimální

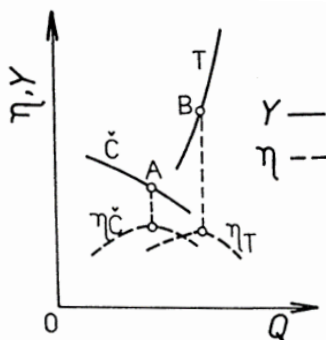
parametry čerpadla, turbínové nejsou udávány. Jejich odhadnutí je klíčové pro správný výběr hydrodynamického stroje, aby pracoval s nejvyšší možnou účinností.

2.2 TEORETICKÁ ANALÝZA [6]

Optimální provozní body obou režimů stroje se v důsledku jiných hydraulických poměrů nastávajících při každém směru proudění mění, viz obrázek 12 znázorňující kinematické poměry na velkém průměru oběžného kola při stejné úhlové rychlosti. Vlivem deviace proudění protiběžným vírem (též nazývaný lokální vír) v čerpadle je rychlostní trojúhelník uzavřen v bodě Č. Pro turbínový chod je vliv protiběžného víru, který se projevuje zejména na vnitřní straně OK, tedy s menším průměrem, zanedbatelný. Vstup do OK je bez rázu na lopatku s úhlem náběhu shodným s úhlem lopatky β_{2L} . Úhel absolutní rychlosti s obvodovou rychlostí (úhel spirály α_{SP}) je stejný v obou směrech protékání. Tvar spirální skříně je navržen na kinematické poměry v optimu čerpadla. Vlivem pevně daného směru absolutní rychlosti se rychlostní trojúhelník na velkém průměru OK uzavírá v bodě T. Jelikož meridiální složka absolutní rychlosti c_m odpovídá průtoku Q a obvodová složka c_u měrné energii Y , je zde patrný rozdíl mezi oběma provozními body. Přítomností protiběžného víru v kanále OK a horším vedením kapaliny difuzorovým kanálem OK v čerpadlovém směru proudění je průtok i měrná energie v optimálním bodě u turbíny větší, viz obrázek 13. Z měření úplné charakteristiky HD čerpadla bylo zjištěno, že se hodnota účinnosti v turbínovém režimu vůči čerpadlovému příliš nemění.



Obrázek 12 Rychlostní trojúhelníky HD čerpadla a turbíny v optimálním provozním bodě [6]



Obrázek 13 Porovnání turbínového a čerpadlového režimu [6]

2.3 KVALITATIVNÍ PŘEPOČTY PARAMETRŮ [6], [9], [10]

Poměr optimálních hodnot $\frac{Q_T}{Q_C}$ a $\frac{Y_T}{Y_C}$ lze kvalitativně odvodit z Eulerovy pracovní rovnice, předpokládáme-li, že vstup do oběžného kola při čerpadlovém provozu je bezrotační (c_u složka

absolutní rychlosti je rovna nule) stejně jako výstup z oběžného kola při provozu turbínovém [6]:

$$Y_T \cdot \eta_{hT} \sim u_T^2$$

$$Y_{\check{c}} \sim u_{\check{c}}^2 \cdot \eta_{h\check{c}}$$

Hydraulické účinnosti je pro orientační výpočet možné nahradit účinností celkovou $\eta_{h\check{c}} = \eta_{hT} = \eta$, pak vychází optimální poměr měrných energií:

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{c}}} = \left(\frac{u_T}{u_{\check{c}}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta^2} \quad (2.1)$$

Jelikož je průměr oběžného kola pevně daný a otáčky se nejčastěji nemění, má výraz (2.1) tvar:

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{c}}} = \frac{1}{\eta^2} \quad (2.2)$$

Analogicky s afinním přepočtem průtoku čerpadla je poměr průtoků:

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{c}}} = \frac{1}{\eta} \quad (2.3)$$

Na základě těchto nejjednodušších přepočtů, které neuvažují vliv protiběžného víru v kanálech OK, jsou ze známých hodnot Y_T a Q_T lokality orientačně určeny hodnoty čerpadlové.

Obdobného vztahu pro vzájemný přepočet uvádí i Stepanoff s tím rozdílem, že jsou v rovnicích (2.2) a (2.3) použity místo celkových účinností hydraulické. Jako aproximaci hydraulické účinnosti celkovou, která se běžně udává v katalogích čerpadel, je použito $\eta_h \approx \sqrt{\eta}$. Vzájemný přepočet je formulován jako:

$$\frac{H_T}{H_{\check{c}}} = \frac{1}{\eta_{hT} \eta_{h\check{c}}} = \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{1}{\eta} \quad (2.4)$$

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{c}}} = \frac{1}{\eta_h} = \frac{1}{\sqrt{\eta}} \quad (2.5)$$

Jiná úvaha přihlíží k přítomnosti deviace relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v čerpadlovém směru proudění, kdy je mezi obvodovými složkami absolutní rychlosti c_{u2T} a $c_{u2\check{c}}$ patrný rozdíl, který lze zjednodušeně zapsat jako:

$$c_{u2T} = \alpha_p \cdot c_{u2\check{c}} \quad (2.6)$$

Uvedený součinitel $\alpha_p > 1$ právě vyjadřuje rozdílnost rychlostních trojúhelníků na velkém poloměru oběžného kola. Hodnota obvodové složky se většinou uvádí jako o deset procent větší, tedy $\alpha_p = 1,1$.

Pozměněním předpokladu o celkových účinnostech η na účinnosti hydraulické $\eta_{h\check{c}} = \eta_{hT} = \eta_h$ se vztah (2.2) vycházející ze základní Eulerovy rovnice při stejných otáčkách stroje upraví do tvaru:

$$Y_T = \frac{u_2 c_{u2T}}{\eta_h}$$

$$Y_{\check{c}} = \eta_h u_2 c_{u2\check{c}}$$

$$\frac{Y_T}{Y_{\check{c}}} = \frac{u_T c_{u2T}}{u_{\check{c}} c_{u2\check{c}}} \cdot \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{c_{u2T}}{c_{u2\check{c}}} \cdot \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{\alpha \cdot c_{u2\check{c}}}{c_{u2\check{c}}} \cdot \frac{1}{\eta_h^2} = \frac{\alpha}{\eta_h^2} \quad (2.7)$$

Analogicky pro průtoky platí:

$$\frac{Q_T}{Q_{\check{c}}} = \frac{\sqrt{\alpha}}{\eta_h} \quad (2.8)$$

Poslední vztahy pro orientační přepočet optimálních bodů čerpadlového a turbínového provozu do jisté míry zahrnují odlišnost proudění oběžným kolem stroje. Pro stanovení hodnoty hydraulické účinnosti, která z katalogu není k dispozici, je možné využít vztahu podle Wislicena:

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,02 \div 0,04 \quad (2.9)$$

Kde hodnota 0,02 odpovídá velkým čerpadlům, 0,04 naopak malým.

2.4 STATISTICKÉ VZTAHY [1], [11]

Přepočební vztah, který by byl obecně platný pro širokou škálu nabízených velikostí a konstrukčních řešení odstředivých čerpadel je možné sestavit na základě mnohých výsledků experimentů. Teoretické poznatky odhadu reverzního chodu shrnuté výše jsou uplatněny tak, aby se zpřesnily jejich výsledná hodnota u většího množství hydrodynamických čerpadel.

Velikost zpracovávané výšky a průtoku turbíny versus čerpadla je běžně uváděna jako jejich poměr. Konkrétně se jedná o poměr výšek C_H a průtoků C_Q , definovaných jako:

- výškový koeficient:

$$C_H = \frac{H_T}{H_{\check{c}}}$$

- průtokový koeficient:

$$C_Q = \frac{Q_T}{Q_{\check{c}}}$$

Stanovení vztahů pro uvedené koeficienty vychází částečně z teoretického rozboru principu předávání energie kapalině a z porovnání většího množství experimentálně získaných dat. Příkladem postupu může být sestavení přepočtu podle autorů Yang a kol.

Z teoretického rozboru uvedeného výše je známo, že zpracovávaná výška $H_T > H_{\check{c}}$, průtoky strojem $Q_T > Q_{\check{c}}$ vlivem deviace proudění protiběžným vírem, který se do energetické rovnice čerpadla může zanést pomocí skluzového faktoru $\mu < 1$ [-] ve tvaru $H_{\check{c}} = H_{Eu,\check{c}id} \cdot \mu$.

Deviace proudění u turbínového směru proudění je zanedbatelná. Výškový koeficient C_H je pak uvažován jako [11]:

$$C_H = \frac{H_{Eu,T id}}{H_{Eu,\check{c} id} \cdot \mu} \sim \frac{b}{\eta_{\check{c}}^a},$$

kde jednotlivé členy odpovídají: $\eta_{\check{c}}^a = \eta_{h\check{c}} \cdot \eta_{hT}$, $b = \frac{1}{\mu}$. Hodnota parametrů je a i b je větší než jedna.

Rozdíly mezi přímým a reverzním průtokem je možné posuzovat pomocí průtoku ideálního, vycházejícího z Eulerovy pracovní rovnice, se zahrnutím objemové ztráty (označeno o):

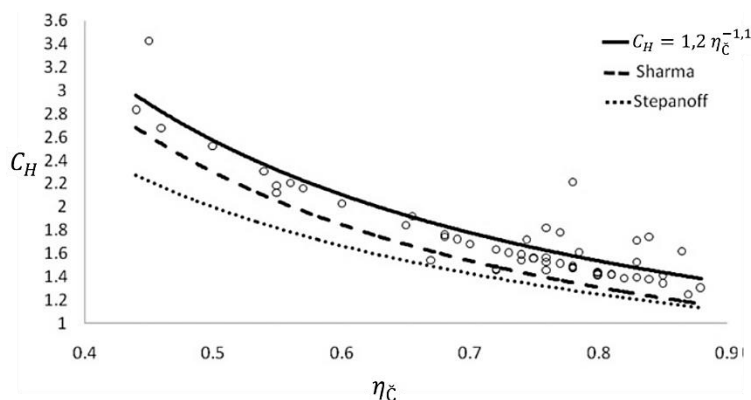
$$\frac{Q_T}{Q_{\check{c}}} \sim \sqrt{\frac{H_T}{H_{\check{c}}}} \sim \frac{b^{0,5}}{\eta_{\check{c}}^{a/2}}$$

$$C_Q = \frac{Q_T}{Q_{\check{c}}} = \frac{Q_{Eu,T} + Q_{oT}}{Q_{Eu,\check{c}} - Q_{o\check{c}}} \sim \left(\frac{Q_{Eu,\check{c}} + Q_{o\check{c}}}{Q_{Eu,\check{c}} - Q_{o\check{c}}} \right) \cdot \frac{b^{0,5}}{\eta_{\check{c}}^{a/2}} = c \frac{b^{0,5}}{\eta_{\check{c}}^{a/2}}$$

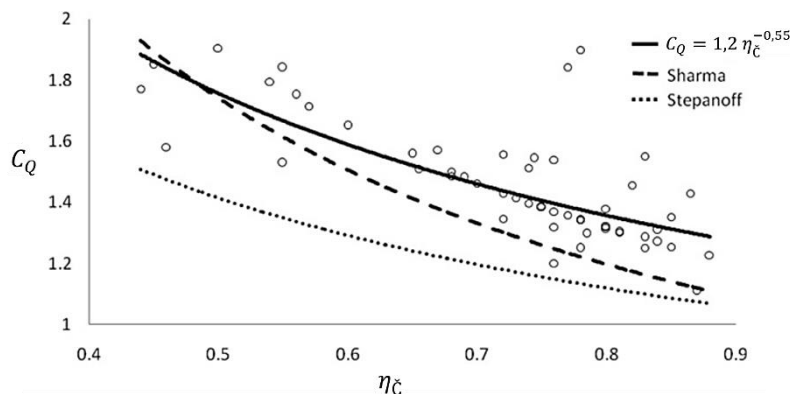
Tento obecný předpis je na základě výsledků získaných při měření úplné charakteristiky několika čerpadel doplněn o hodnoty jednotlivých parametrů a , b a c . K jejich stanovení použili autoři Yang a kol. [11] výsledky několika dalších autorů zabývajících se problematikou čerpadel v turbínovém režimu. Výsledný tvar pro přepočet optimálního pracovního bodu je:

$$C_H = \frac{1,2}{\eta_{\check{c}}^{1,1}} \quad (2.10)$$

$$C_Q = \frac{1,2}{\eta_{\check{c}}^{0,55}} \quad (2.11)$$



Obrázek 14 Závislost výškového koeficientu na účinnosti čerpadla [11]



Obrázek 15 Závislost průtokového koeficientu na účinnosti čerpadla [11]

Uvedené dva grafy ukazují přepočtové vztahy sestavené na základě kvalitativního popisu opatřené o korekční koeficienty získané z reálného měření. Grafy jsou uvedeny pro jejich názorné zobrazení značné rozdílnosti ve výsledcích koeficientů pro jednu danou hodnotu účinnosti. Zároveň jsou zde uvedeny přepočtové vztahy jiných autorů pro představu jejich přesnosti odhadu turbínového optima. Je zde patrné, že největší odchylky je dosahováno u metody Stepanoff.

Rozdíly ve zpracovávaných průtocích a výškách při různých otáčkách v optimálních bodech různých čerpadel se projevují různými tvary oběžných kol, které mají své hydraulické odlišnosti. Jejich typizování se provádí za pomoci specifických otáček n_q (1.8). Jedná se o parametr, s jehož pomocí lze do přepočtového vztahu zahrnout vliv různého tvaru oběžných kol (a jejich charakteristického vzniku ztrát).

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} [\text{ot. min}^{-1}]$$

S myšlenkou použít specifické otáčky jako vstupní parametr pro predikci reverzního provozního bodu s využitím porovnání většího množství experimentálně získaných dat se zabývá článek autora Barbarelli a kol. [1]. Porovnáním reálných výsledků různě velkých čerpadel byla stanovena závislost výškového a průtokového koeficientu na specifických otáčkách v rozsahu $n_q = \langle 10, 70 \rangle$ jako:

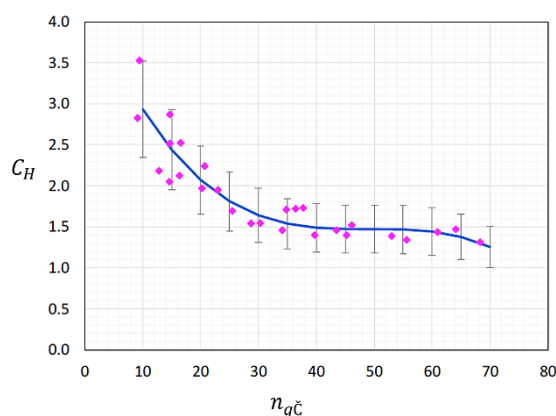
$$C_H = -0,00003 n_{q\check{c}}^3 + 0,00440 n_{q\check{c}}^2 - 0,20882 n_{q\check{c}} + 4,64293 \quad (2.12)$$

$$C_Q = 0,00029 n_{q\check{c}}^2 - 0,02771 n_{q\check{c}} + 2,01648 \quad (2.13)$$

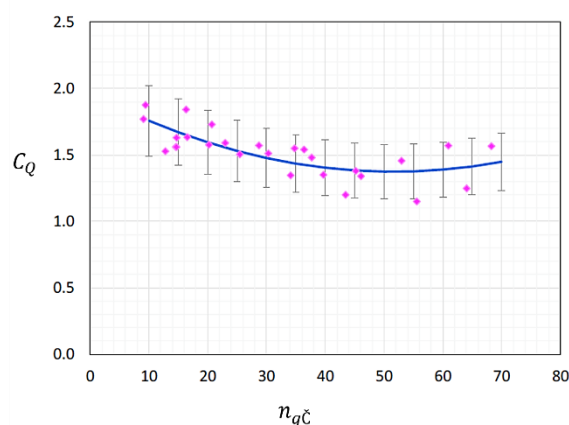
Přičemž je udávána chyba výškového koeficientu C_H 20 % a průtokového koeficientu C_Q o velikosti 15 %. Celou situaci znázorňují grafy níže, kde jsou patrné prokládací křivky udávající hodnotu koeficientu s její chybou.

Vzájemná vazba mezi specifickými otáčkami turbíny n_{qT} a čerpadla $n_{q\check{c}}$ je stejným způsobem stanovena jako téměř lineární:

$$n_{q\check{c}} = 0,9867 n_{qT} + 5,2818 \quad (2.14)$$



Obrázek 16 Závislost výškového koeficientu na specifických otáčkách čerpadla [1]



Obrázek 17 Závislost průtokového koeficientu na specifických otáčkách čerpadla [1]

Z uvedených grafů, které shrnují výsledky měření různých čerpadel je patrné, že pro jednu hodnotu specifických otáček n_q existuje více hodnot přepočtového koeficientu, z čehož plyne velikost chyby až 20 %. Jak přístup, který využívá účinnosti jakožto podstatného přepočtového parametru, tak specifických otáček, je do jisté míry orientační. Avšak je dosaženo lepšího odhadu hledaných parametrů než při použití jednoduchých kvalitativních vztahů. Kromě uvedených vztahů pro přepočet parametrů v optimálním pracovním bodě je možné se v literatuře zabývajících se danou problematikou setkat s dalšími vztahy. Odhad je ale vždy zatížen poměrně velkou nejistotou. V tabulce 1 jsou uvedeny používané přepočtové vztahy nalezené v různé literatuře. U některých je uveden interval specifických otáček podle [12].

Tabulka 1 Souhrn možných přepočtů optimálního pracovního bodu dle různých autorů, některé jsou použity z článku [12].

Název	Výškový koef. C_H	Průtokový koef. C_Q	Poznámka
$\eta_{\check{c}}$ [6]	$\frac{1}{\eta^2}$	$\frac{1}{\eta}$	$\eta_{\check{c}} = \eta_T = \eta$
Stepanoff	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta}}$	$\eta_{h\check{c}} = \eta_{hT} = \eta_h$ $\eta_h \approx \sqrt{\eta}$ $n_q = 40 \div 60$
$\eta_{h\check{c}}; \alpha$ [10]	$\frac{\alpha}{\eta_h^2}$	$\frac{\sqrt{\alpha}}{\eta_h}$	$\eta_{h\check{c}} = \eta_{hT} = \eta_h$ $c_{u2T} \approx \alpha \cdot c_{u2\check{c}}$
Yang a kol. [11]	$\frac{1,2}{\eta_{\check{c}}^{1,1}}$	$\frac{1,2}{\eta_{\check{c}}^{0,55}}$	-
Alatorre-Frenk	$\frac{1}{0,85 \eta_{\check{c}}^5 + 0,385}$	$\frac{0,85 \eta_{\check{c}}^5 + 0,385}{2 \eta_{\check{c}}^{9,5} + 0,205}$	-
Schmiedl	$-1,4 + \frac{2,5}{\eta_{h\check{c}}}$	$-1,5 + \frac{2,4}{\eta_{h\check{c}}^2}$	-

Název	Výškový koef. C_H	Průtokový koef. C_Q	Poznámka
Sharma	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}^{1,2}}$	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}^{0,8}}$	$n_q = 40 \div 60$
Childs	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}}$	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}}$	-
Barbarelli [1]	$C_H = -0,00003 n_{q\check{c}}^3 + 0,00440 n_{q\check{c}}^2 - 0,20882 n_{q\check{c}} + 4,64293$ $C_Q = 0,00029 n_{q\check{c}}^2 - 0,02771 n_{q\check{c}} + 2,01648$ $n_{q\check{c}} = 0,9867 n_{qT} + 5,2818$		

Velká různorodost konstrukčního řešení hydraulické části pracovního stroje způsobuje nejistotu odhadu reverzních parametrů. Zatím byl uvažován pouze optimální pracovní bod. Při použití čerpadla jako turbíny pro rekuperaci energie nemusí být provozní parametry konstantní, například průtok ve vodovodním řádu. V takovém případě je vhodné znát i část charakteristiky mimo optimální bod. Jak již bylo uvedeno, kvalitativní přístup, ani empirické vztahy pro přepočet parametrů v optimu neobsáhne všechny vlivy každého konstrukčního řešení. Získání charakteristiky stroje v turbínovém režimu je obtížnější vzhledem k nejednoznačnosti chování HD stroje provozovaného mimo optimální provozní stav.

2.5 BEZROZMĚRNÁ ANALÝZA [13], [14]

Zcela novým přístupem je použití neurální sítě umělé inteligence. Jedná se o numerické vyhodnocování založené na síti několika vzájemně propojených výpočetních uzlů. Využívá se stejného principu jako v případě vyhodnocování podmětů mozkiem. Vytvořená datová struktura je po dokončení režimu učení schopna reagovat na předem neznámé vstupy.

V článku autora Rossi a kol. [13] je použita umělá inteligence, pro jejíž učení byla použita reálná data čerpadel provozovaných v turbínovém režimu získaná z článků ostatních autorů zabývajících se danou problematikou. Stejně jako u statistického přístupu, i zde je žádoucí zahrnout do procesu učení co největší počet vstupních údajů, nejlépe s rovnoměrným zastoupením velikostí čerpadel. Různé rozměry a tvary oběžných kol s odlišným počtem lopatek se autoři Rossi a kol. snaží zobecnit pomocí bezrozměrných parametrů. Bezrozměrné parametry jsou používány při popisu hydraulických strojů z důvodu obecného vyjádření jejich trendů. Cílem neurální sítě je predikce chování čerpadel v turbínovém režimu na základě údajů, které jsou jednoduše zjistitelné z katalogů výrobců. Výsledkem je získání optimálního pracovního bodu, dále také celé charakteristiky turbíny. Ze zkoušky této metody provedené na čerpadle nezahrnutého do databáze použité při učení umělé inteligence bylo dosaženo nejlepší predikce optima v porovnání s ostatními přepočtovými metodami.

Charakteristika turbíny sestavená umělou inteligencí byla porovnávána s bezrozměrnou analýzou provedenou stejnými autory Rossi a kol. [14]. Tento článek se zabývá výsledky měření čerpadel v turbínovém režimu získané z článků jiných autorů zabývajících se stejným tématem. Při analýze bylo použito bezrozměrných čísel, konkrétně průtokový součinitel, tlakový součinitel a výkonový součinitel. Při jejich výpočtu jsou použity parametry: průtok, spád, výkon, průměr OK a otáčky. Postup ze své podstaty nezahrnuje typologii hydraulického stroje (podle specifických otáček n_q). Analýza vykazuje nezávislost na rozměrech, otáčkách stroje a typizaci tvaru oběžného kola. Vše vede k vytvoření odhadu pro čerpadla různých parametrů.

Vyhodnocovány byly reálně naměřené hodnoty čerpadel v poměrně širokém rozmezí velikostí čerpadel. Z nich jsou sestaveny normalizované bezrozměrné charakteristiky.

2.6 BEZROZMĚRNÉ CHARAKTERISTIKY [14]

Bezrozměrné charakteristiky turbínového režimu vyjadřují následující závěry [14]. Závislost výkonu na průtoku má rostoucí charakter. Avšak při snížení průtoku o více jak 60 % vůči optimálnímu se sníží hodnota výkonu téměř na nulu. Provoz stroje při nižších průtocích než 40 % optimálního není možný.

Ze závislosti výkonu na účinnosti vyplývá, že v rozmezí 40 % od optimálního bodu (na obě strany) se hodnota účinnosti změní pouze o 10 %. Tedy v rozsahu 40 % výkonu od optimálního je možné stroj poměrně dobře reverzně provozovat.

Vztah mezi průtokem a účinností vykazuje mírný pokles účinnosti (do 10 %) v rozmezí 20 % od optimálního průtoku (na obě strany). Odtud je vyvozen závěr, že do 20 % od optimálního průtoku nedochází k velkému poklesu účinnosti.

Provedená bezrozměrná analýza turbínového režimu na větším počtu čerpadel předpovídá celou charakteristiku stroje bez ohledu na jeho rozměrech či typizaci. Uvedené výsledky jsou do jisté míry platné pro všechna nabízená odstředivá čerpadla. V souvislosti s velikostí chyby odhadu optimálního průtoku turbínou 20 % (Barbarelli a kol.) a zmíněném poklesu účinnosti do 10 % v tomto rozmezí průtoku se jeví přepočtový vztah na základě specifických otáček podle Barbarelliho a kol. [1] jako přijatelný.

2.7 POUŽITÍ NUMERICKÉHO MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ [11]

Další možností předpovědi turbínového provozního bodu je použití úplné CFD simulace, která obsahuje všechny prostory stroje. Úplné CFD modelování, které vyzkoušel např. Yang a kol. [11] jednostupňového odstředivého čerpadla ukázalo poměrně dobrou shodu výsledků v porovnání s experimentem. V modelu byly uvažovány objemové ztráty vznikající na těsnících krouzcích a u mechanických ucpávek, otvory pro vyrovnání axiální síly však zahrnuty nebyly. Vypočítaná účinnost úplnou CFD simulací zahrnuje vliv objemových ztrát na těsnících kruzích a ucpávkách společně s vlivem ztrát diskových. Určení turbínových parametrů je tím pádem zpřesněno o více vlivů působících v HD stroji, které se těžko odhadují. Výhodou CFD modelování je určení i mimo-optimálních provozních bodů stroje.

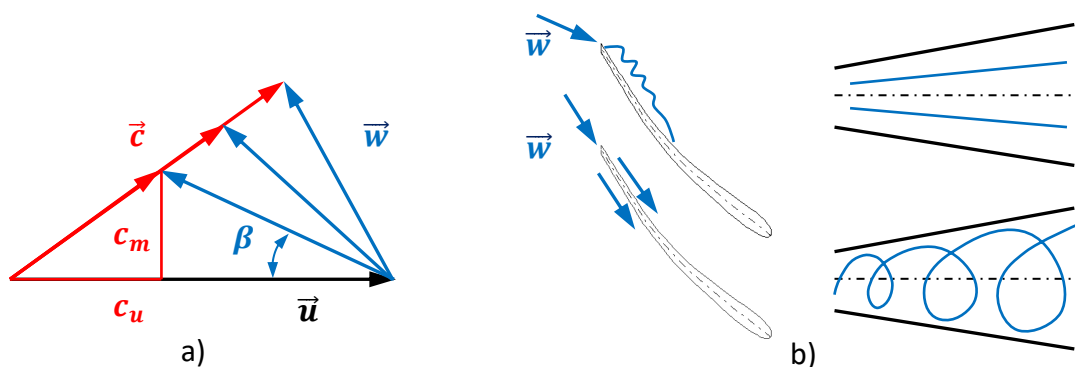
2.8 APLIKACE POZNATKŮ NA ŘEŠENÉ ČERPADLO

Z uvedeného rozboru vyplývá, že určení optimálního provozního bodu čerpadla v turbínovém provozu není přesné. Pro potřeby posuzování vlivu úprav geometrie čerpadla je však nalezení optima podstatné.

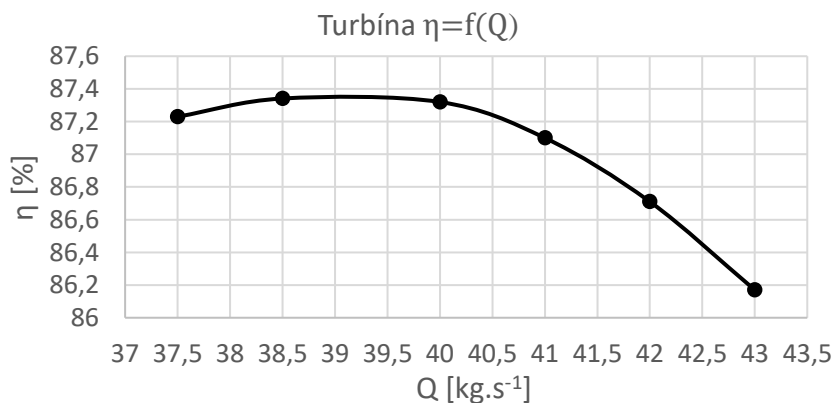
Lopatková mříž čerpadla je navržena pro co nejlepší vedení kapaliny difuzorovými kanály. Tvar náběžné hrany čerpadlové lopatky je v některých případech prohnutý tak, aby byl zvětšen průtočný průřez na sání a tím se předešlo vzniku kavitace. Úhel lopatky na odtokové hraně nemusí být stejný napříč kanálem oběžného kola od krycího k nosnému disku. Například u řešeného čerpadla v této práci je použito prohnutí lopatek na náběžné hraně i různý úhel lopatky na odtokové hraně lopatky. Při opačném směru proudění není kapalina vedena nejlepším způsobem z pohledu efektivnosti transformace energie.

Současně se s rotujícím oběžným kolem projevuje i tvarování statorové části čerpadla. Spirála je primárně navržena na jímání kapaliny z oběžného kola, která jej opouští v návrhovém bodě pod určitým úhlem absolutní rychlosti. Při opačném směru proudění je úhel absolutní rychlosti ve spirále zachováván.

Nalezení optimálního turbínového provozního bodu je v této práci založeno na sledování hodnoty účinnosti při změně průtoku. Celou situaci ilustruje obrázek 18 a). Změnou průtoku, který souvisí s meridiální složkou absolutní rychlosti, se při konstantních otáčkách stroje docílí různého nasměrování relativní rychlosti na odtokovou hranu čerpadla. Tento postup byl zvolen s ohledem na nejednoznačnost použití určitého náběhového úhlu na opačně protékanou čerpadlovou lopatku. Vedle je uveden charakter proudění v turbínovém režimu, viz obrázek 18 b). Čerpadlové oběžné kolo může při vhodně orientované relativní rychlosti způsobovat velkou obvodovou složku rychlosti na výstupu z OK a tím s ohledem na Eulerovu pracovní rovnici (1.4) snížit měrnou energii turbíny Y_T (obrázek 18 b) dole). Použitím malého rázu na lopatku je možné bilanci pracovní rovnice zlepšit. Obrázek 19 znázorňuje průběh účinnosti turbínového provozu čerpadla při různých nastaveních průtoku. V pásmu od $38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ do $40 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je hodnota účinnosti stejná. Jako referenční hodnota optima turbínového provozu je použit průtok $38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.



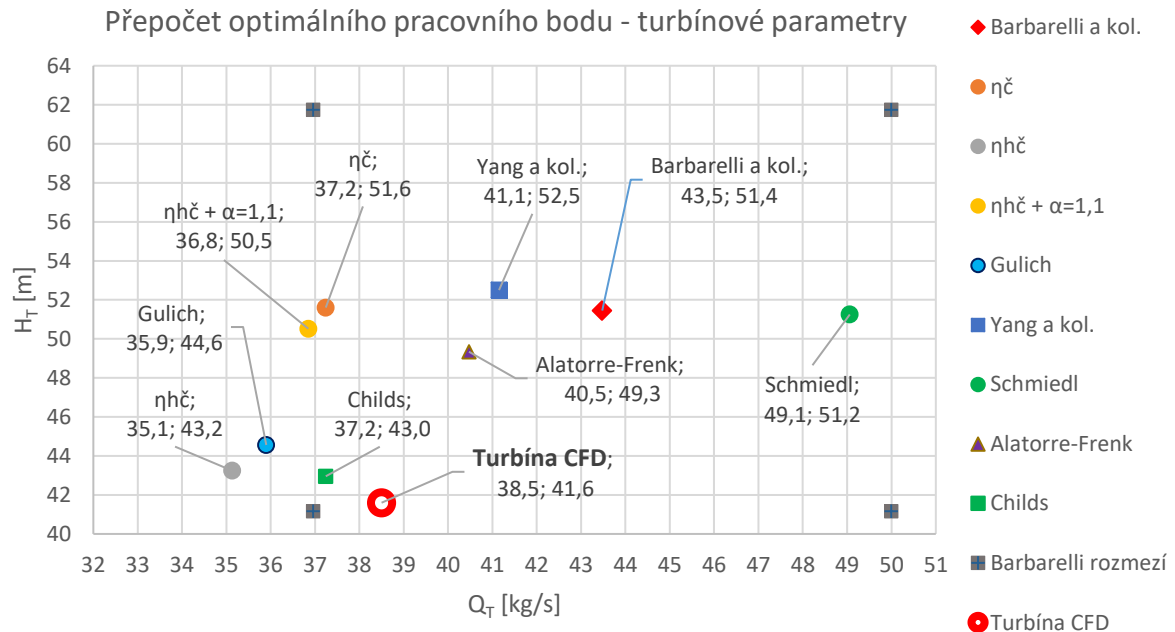
Obrázek 18 Nastavení optimálního provozního bodu turbínového provozu čerpadla; a) rychlostní trojúhelník na výstupu ze spirály; b) možný charakter proudění v savce při různém nastavení relativní rychlosti



Obrázek 19 Graf průběhu výpočtové účinnosti čerpadla v turbínovém provozu

Pro srovnání některých uvedených přepočtových vztahů, které uvádí tabulka 1, byl na základě účinnosti čerpadla získané z numerického modelu čerpadla v optimálním provozním

bodě sestaven graf uvedený jako obrázek 20. Číselné odchylky v procentech od CFD hodnoty zaznamenává tabulka 2. Turbínový bod získaný iteračním způsobem při sledování hodnoty účinnosti na průtoku se pohybuje při dolní hranici přepočtového vztahu založeného na specifických otáčkách dle Barbarelli a kol.



Obrázek 20 Grafické znázornění výsledků různých přepočtů z optima čerpadla na optimum turbíny

Tabulka 2 Hodnoty výškového a průtokového koeficientu dle různých autorů, odchylka je vztažena k optimu získaného pomocí numerického výpočtu.

Název	C_H [1]	C_Q [1]	C_H odchylka [%]	C_Q odchylka [%]
Barbarelli a kol.	1,44	1,40	19,1	11,4
$\eta_{\text{č}}$	1,44	1,20	19,4	-3,4
$\eta_{\text{hč}}$	1,28	1,13	9,4	-9,6
$\eta_{\text{hč}} + \alpha = 1,1$	1,41	1,19	17,7	-4,5
Yang a kol.	1,47	1,33	20,8	6,4
Schmiedl	1,43	1,58	18,8	21,5
Gulich	1,25	1,16	6,6	-7,2
Alatorre-Frenk	1,38	1,31	15,7	4,9
Childs	1,20	1,20	3,2	-3,4

V řešeném zadání práce mají vztahy pro přepočet parametrů spíše úlohu přiblížit různé přístupy k odhadu vlastností opačně protékaného čerpadlového oběžného kola odstředivého čerpadla. Ze statistické analýzy bezrozměrných parametrů čerpadel provozovaných jako turbíny plyne důležitý závěr, že odhad průtoku do dvaceti procent od optima je akceptovatelný.

3 ÚPRAVY ČERPADLA V TURBÍNOVÉM PROVOZU

Turbínový provoz hydrodynamického čerpadla se na základě četných provedených měření vykazuje poměrně vysokou hodnotou účinnosti transformace hydraulické energie na mechanickou. V rámci zvýšení účinnosti je v této práci uvedeno pět konstrukčních úprav původního neupraveného čerpadla. Porovnávání je založeno na numerické mechanice tekutin. O použitém čerpadle jsou známy hlavní rozměry, které lze snadno zjistit pouhým změřením jednotlivých částí stroje. V případě tvaru lopatky je možné odečíst z poskytnutého geometrického modelu použité úhly na hlavních proudnicích. Myšlenkový postup návrhu úprav je však založen na informacích, jako v případě zakoupení čerpadla od výrobce.

Výsledkem porovnání navržených úprav je posouzení jejich možného zvýšení účinnosti stroje v porovnání s původním neupraveným čerpadlem provozovaného v turbínovém režimu. Všechny varianty jsou řešeny s průtokem $Q_m = 38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a otáčkami $n = 2900 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

3.1 NUMERICKÁ MECHANIKA TEKUTIN

Popis proudění kapaliny je založen na nelineárních parciálních diferenciálních rovnicích, které v obecném případě proudění nemají analytické řešení. Proto byla vyvinuta metoda založená na rozložení řešeného kontrolního objemu na propojenou soustavu malých buněk, kde jsou tyto rovnice řešeny numerickými metodami – Computational Fluid Dynamics (CFD).

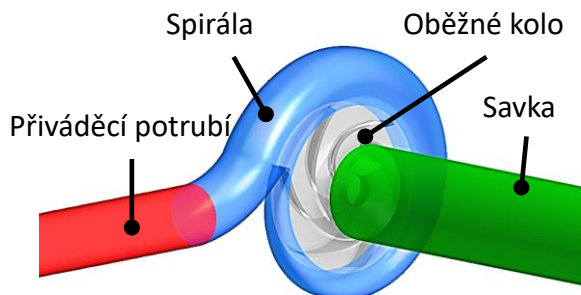
V případě posuzovaného hydrodynamického stroje je řešeno viskózní proudění nestačitelné kapaliny (vody) v pevném a rotujícím souřadném systému. Všechny úlohy jsou řešeny stacionárním výpočtem. Použitý řešič RANS rovnic je Ansys CFX s dvourovnicovým modelem turbulence k - ε standard. Proudění poblíž stěny je modelováno „Scalable“ stěnovou funkcí. Použití CFD je vhodné pro kvalitativní posouzení úprav geometrie při dodržení podobnosti použitých výpočetních sítí.

3.1.1 GEOMETRIE A JEJÍ DISKRETIZACE

Integrální parametry stroje jsou posuzovány na bližší nespecifikovaném čerpadle. K dispozici je 3D model oběžného kola a spirální skříně čerpadla. Vzhledem k množství úprav a k omezení počtu uzlů na studentskou licenci řešiče jsou některé části diskretizovány pomocí prvků typu hex, tvořící uniformní výpočetní síť, ostatní části jsou tvořeny hybridní výpočetní sítí pomocí tetraprvků. Výpočetní síť je ve všech případech strukturovaná, vytvořená s ohledem na podchycení vlivu mezní vrstvy.

Celý kontrolní objem je rozdělen na čtyři části (viz obrázek 21), které jsou pojmenovány podle směru proudění kapaliny v turbínovém režimu:

- potrubí připojené na spirální skříně je označeno jako *příváděcí potrubí* (délka 600 mm, průměr 65 mm),
- *spirála*,
- *oběžné kolo*,
- následně potrubí odvádějící kapalinu z oběžného kola je nazváno *savkou* (délka potrubí 1206 mm).

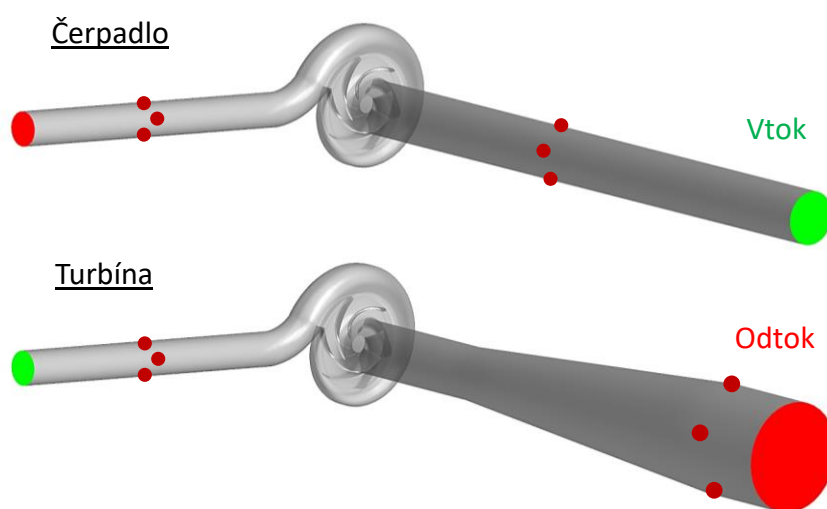


Obrázek 21 Jednotlivé části celé geometrie

Oběžné kolo společně se savkou jsou tvořeny uniformní výpočetní sítí z šestistěnů. Oběžné kolo je simulováno jedním kanálem, tzn. jednou šestinou celého oběžného kola. Sít' je vytvořena pomocí specializovaného nástroje Ansys TurboGrid pro tvorbu sítí z šestistěnů u složité geometrie zakřivených průtočných kanálů oběžných kol turbostrojů. Velikosti prvků, jejich postupný růst i dodržení maximálního úhlu zkosení je nastaveno pomocí topologie. Zásah do geometrie oběžného kola se v důsledku nastavení topologie projeví minimálně na vlastnostech výpočetních sítí při porovnávacích výpočtech. Celkový počet uzlů je přibližně 265 tisíc při použití 248 tisíc prvků. Velikost parametru y^+ většinou nepřevyšuje hodnotu 150. Ovšem vyskytuje se i hodnota $y^+ 211$ v turbínovém provozu u malého množství prvků na ploše ostré odtokové hrany čerpadlové lopatky. V případě Scalable Wall Function používané v řešiči CFX je i hodnota $y^+ 300$ u malých čerpadel možná [15].

Nastavení diskretizace **savky** je provedeno pomocí bloků v programu ICEM CFD. Tento postup napomáhá k vytvoření velice podobných výpočetních sítí z šestistěnů pro její různé tvarové úpravy. Rozdělení objemu v radiálním i obvodovém směru je provedeno na základě několika pokusů, kdy byla sledována velikost rozdílu měrné energie na sousedících hraničních plochách oběžného kola a savky. Současně byla sledována hladina reziduí momentových a turbulentních veličin i řád přesnosti při jejich výpočtu. Přesné sledování dějů v savce není předmětem posuzování celkového chování čerpadla, proto je možné použít 51,5 tisíc prvků s přibližně 53,5 tisíci uzlů. Poblíž stěny je velikost prvního prvku 0,2 mm. Hodnota y^+ je nejvýše 80. Matice vykonává rotační pohyb, proto je zde velikost první vrstvy 0,1 mm, parametr y^+ dosahuje 140. Růstový faktor prvních buněk u stěny je 1,2.

Spirála je diskretizována pomocí hybridní sítě. Je zde brán ohled na návaznost výpočetní sítě se sítí oběžného kola ve smyslu podobně velkých prvků na obou stranách rozhraní sítě spirála-kolo. Mezní vrstva je vytvořena prismatickými prvky o velikosti první vrstvy 0,1 mm s minimálně pěti vrstvami o růstovém faktoru 1,2. Nejvyšší hodnoty $y^+ 145$ je dosahováno u rotujících ploch simulujících stěnu krycího a nosného disku. U spirál, které navádí vodu přímo do kanálů oběžného kola je nejvyšší hodnota $y^+ 122$ v místě nosu spirály. Počet prvků je přibližně 554 tisíc při tom je uzlů přibližně 177 tisíc.



Obrázek 22 Umístění okrajových podmínek a tlakových snímačů

Příváděcí potrubí je z důvodu úspory počtu prvků tvořené hybridní sítí. Potrubí plní pouze funkci oddálení vstupní, příp. výstupní okrajové podmínky od instalovaných snímačů tlaku. Proudění je zde relativně klidné v axiálním směru. Oblast nejvyššího vzniku hydraulických ztrát je modelována prismatickou pětivrstvou strukturou s první buňkou o velikosti 0,1 mm. Drobné zjemnění je provedeno poblíž

sousedící síť se spirálou. Hodnota parametru y^+ je v rozmezí 30 až 90. Celý kontrolní objem zaznamenává obrázek 22.

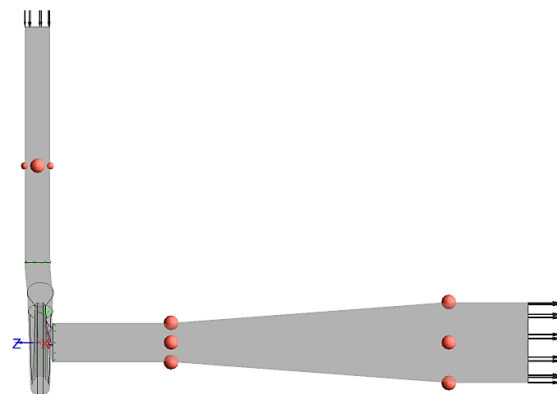
Tlakové snímače v místech pro vyhodnocování zpracovávané měrné energie hydraulickým strojem jsou v případě čerpadla tak, jak byly rozmístěny při měření čerpadlové charakteristiky na zkušebně OFI VUT. Od osy oběžného kola jsou vzdáleny 450 mm, což představuje 247 mm od příruby spirály. Okrajová podmínka je od snímače vzdálena 353 mm, tedy 5,4násobek průměru potrubí. V turbínovém režimu je odběrné místo na savce posunuto do vzdálenosti odpovídající konci kužele difuzoru, konkrétně 1000 mm od příruby čerpadla. Od výstupní okrajové podmínky jsou umístěny jeden průměr většího průměru savky 206 mm.

3.1.2 DEFINOVÁNÍ ÚLOHY

Z pohledu řešení proudění kapaliny je nutné zadat okrajové podmínky na všech površích kontrolního objemu. Povrchy, které nejsou průtočné jsou nastaveny jako hladká stěna s podmínkou ulpívání kapaliny. Většina neprůtočných ploch jsou stacionární. Rotující pohyb vykonává oběžné kolo (krycí disk, nosný disk, plocha obou disků po obvodu, dále plochy lopatek) a matice upevňující oběžné kolo. Matice je válcového tvaru. Šestiúhelníkové válcové těleso nemá na základě laboratorních testů vliv na celkové hydraulické ztráty [10].

Vstupní okrajová podmínka je nastavena na hmotnostní průtok. Parametr intenzity turbulence vyžadovaný modelem turbulence $k-\varepsilon$ je nastaven na hodnotu 5 %, která se používá v případech neznalosti vstupní intenzity turbulence. Výstupní okrajová podmínka představuje průměrná hodnota statické tlaku na výstupní ploše. U neznámého rozložení tlaku na výstupu je nastaveno mísení tlakového pole na 5 %. Mezi jednotlivými částmi celého kontrolního objemu jsou nastaveny na navazujících průtočných plochách funkce propojující výpočetní síť (přenášejí se všechny informace výpočtu). Oběžné kolo je modelováno jedním průtočným kanálem. Rozhraní mezi rotující a stacionární sítí (spirála, savka) je modelováno funkcí Stage Mixing-Plane (konkrétně s nastavením Stage Average Velocity).

Medium je voda v kapalně fázi o konstantní teplotě 25 °C s hustotou $\rho = 997 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Gravitáční zrychlení není používáno, protože pro potřeby porovnání jednotlivých variant není podstatné.



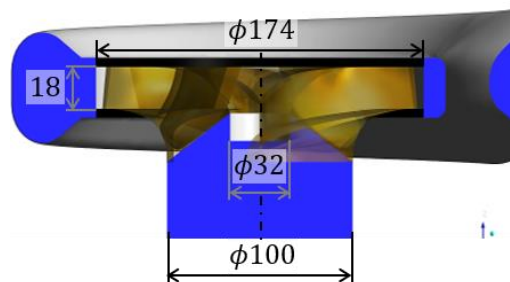
Obrázek 23 Řešený kontrolní objem

3.1.3 NASTAVENÍ ŘEŠIČE

Rovnice momentových i turbulentních veličin jsou nastaveny s vyšším řádem přesnosti (High Resolution). Celá řešená geometrie hydrodynamického stroje je složitá. Omezeného počtu uzlů daného studentskou licenci je při použití určitého nastavení podrelaxačních faktorů možné využít k dosažení velikosti reziduí menší než $1e^{-5}$ v globálním měřítku (root mean square RMS). Bylo dbáno na nepřekročení velikosti maximální hodnoty chyby v elementech kontrolního objemu $1e^{-3}$ (MAX). Hodnota podrelaxačního faktoru momentových rovnic je použita 0,15. Turbulentní veličiny jsou nastaveny s hodnotou 0,04. Uvedené velikosti podrelaxačních faktorů jsou použity pro všechny výpočty různých geometrických variant.

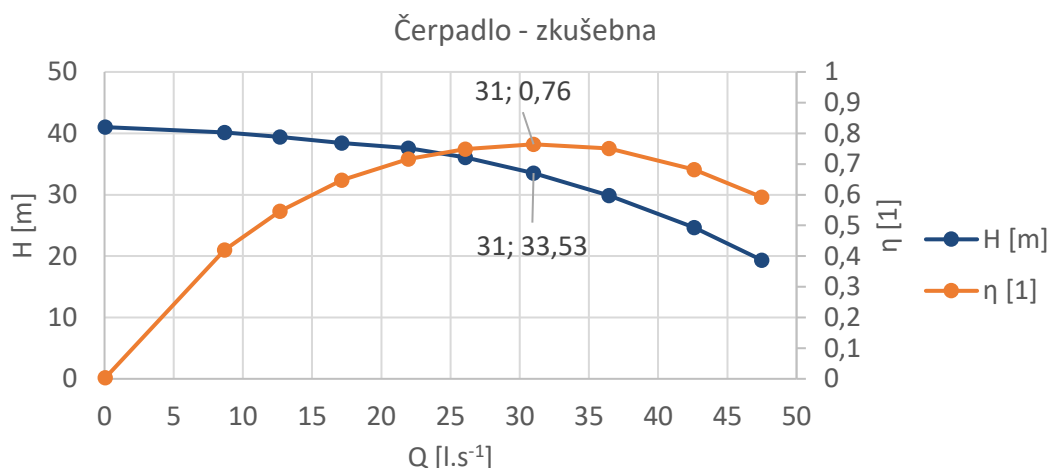
3.2 PŮVODNÍ ČERPADLO

Radiálněaxiální čerpadlo použité pro sledování vlivů úprav jeho geometrie v turbínovém provozu je skutečný výrobek, který byl měřen v laboratoři OFI VK. Pro potřeby diplomové práce byla poskytnuta geometrie v 3D modelu společně s charakteristikou čerpadla (viz obrázek 25).



Obrázek 24 Řez čerpadlem s rozměry oběžného kola

Čerpadlo je v simulaci oproti reálnému použito bez ostřikovacích lopatek (ani poskytnutý 3D model je neobsahuje) a bez modelování mezi-diskových prostor. Na základě charakteristiky ze zkušebny je nastaven průtok na optimum reálného stroje o hodnotě $Q = 31 \text{ l.s}^{-1}$. Výsledkem simulace je účinnost $\eta = 88,2 \%$, dopravní výška $H = 35,7 \text{ m}$ a krouticí moment $M_k = 40,5 \text{ N.m}$. Uvedené hodnoty jsou vstupní údaje pro přepočtové vztahy uvedené v kapitole 2.8 Aplikace poznatků na řešené čerpadlo.

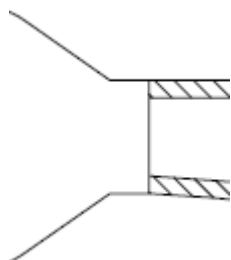


Obrázek 25 Charakteristika čerpadla naměřená na zkušebně

3.3 PŮVODNÍ ČERPADLO V TURBÍNOVÉM REŽIMU

Výchozí hodnoty turbínového provozu používané pro porovnávání úprav jsou hodnoty původní konstrukce. Jedinou změnou vůči originálnímu čerpadlu je opačný směr proudění kapaliny a opačný smysl otáčení. Otáčky stroje jsou zachovány na hodnotě $n = 2900 \text{ ot.min}^{-1}$.

Celá zpracovávaná měrná energie je odečítána z míst vzdálených 3,8násobek od příruby spirály a 1 m od příruby čerpadla (odpovídá vzdálenosti konce velkého průměru savky při jedné z modifikací).



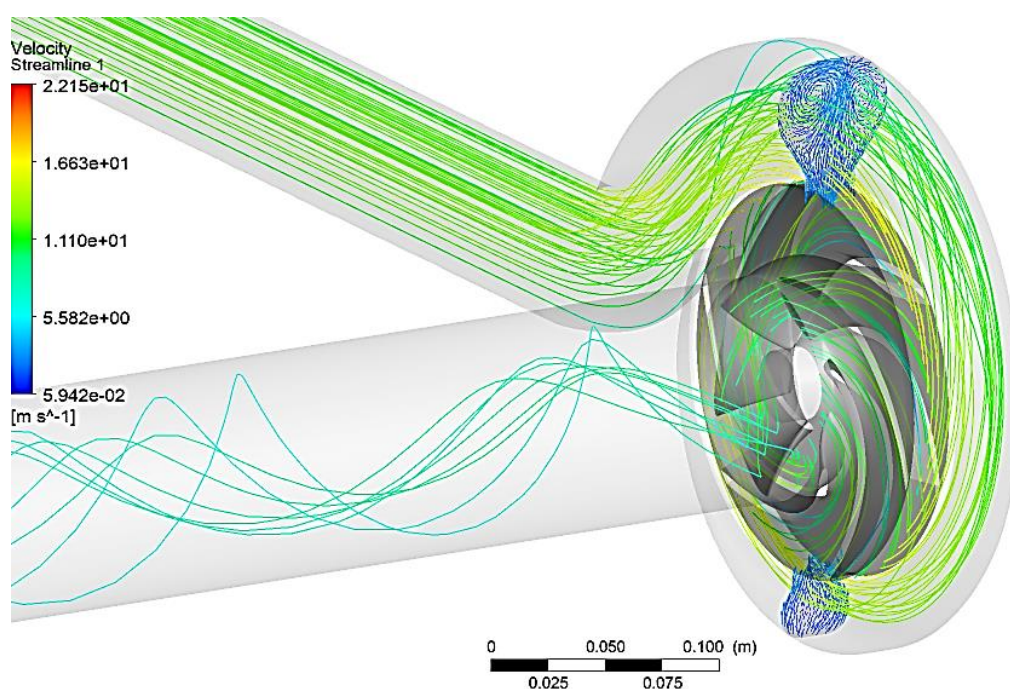
Obrázek 26 Náčrtek meridiálního řezu OK a spirály

V kapitole zabývající se určením parametrů optimálního provozního bodu čerpadla v turbínovém provozu 2.8 je přiblíženo, jakým způsobem bylo stanoveno optimum řešeného stroje. Postupným sledováním vlivu změny průtoku na hodnotu účinnosti se ukázala velikost průtoku $Q_m = 38,5 \text{ kg.s}^{-1}$

s účinností $\eta = 87,3 \%$ v prvotních výpočtech jako nejlepší. Obrázek 19 znázorňuje danou situaci. V pásmu průtoku od $38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ do $40 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je účinnost téměř shodná. Jako referenční průtok je brán $Q_m = 38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, který je nastaven i pro další geometrické úpravy. Také byl potvrzen předpoklad neměnnosti úhlu absolutní rychlosti natékající kapaliny do kanálů OK. V rozmezí průtoků $Q_m = 37,5$ až $40 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ dosahuje velikosti 13° , respektive $12,8^\circ$.

3.3.1 CHARAKTER PROUDĚNÍ

Kapalina je přiváděna k oběžnému kolu spirálou původního tvaru, viz obrázek 26. Proudění celým hydraulickým stroje ukazuje obrázek 27. Za povšimnutí stojí tvar proudnic v savce vykazující relativně velkou obvodovou složku rychlosti. Proud se zde otáčí ve stejném smyslu rotace s oběžným kolem.

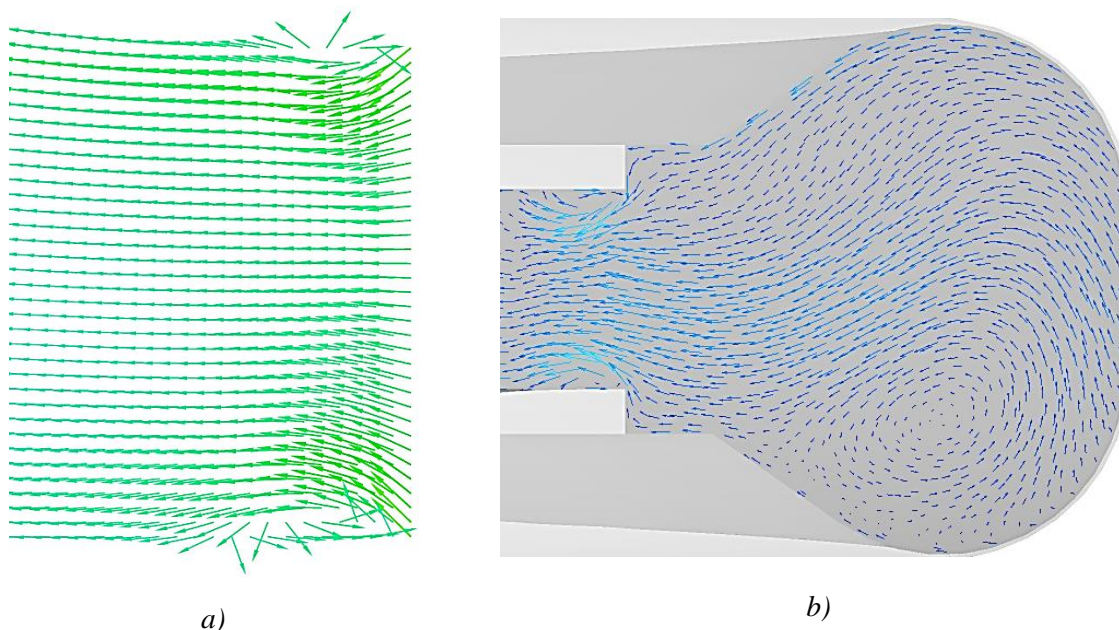


Obrázek 27 Znáznornění proudění čerpadlem v turbínovém provozu

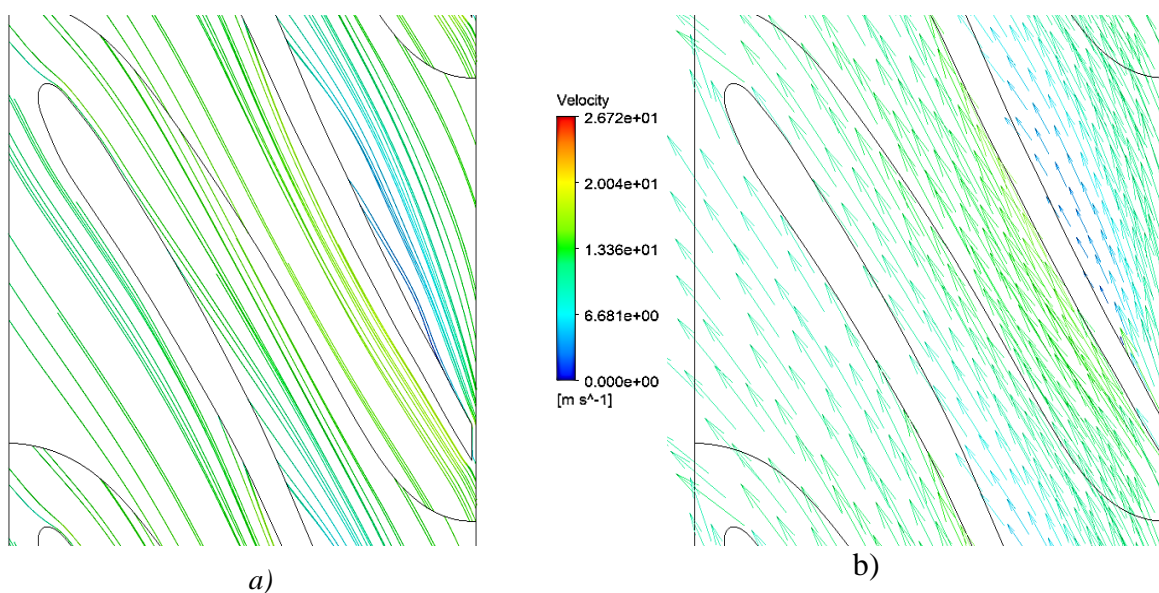
Detailnější zobrazení rychlostního pole přiváděné kapaliny spirálou do oběžného kola zobrazuje obrázek 28. V části *b*) jsou průměty vektorů rychlosti do meridiální roviny (sekundární proudění). Přechod mezi šířkou spirály a šířkou kanálů oběžného kola ostrým skokem způsobuje zúžení proudu v místě vtoku kapaliny do kanálů oběžného kola. Část *a*) představuje meridiální rychlosti. Je zde patrný vliv zúžení proudu. Na hraně velkého průměru oběžného kola se tvoří odtržení proudění. Zatímco je u čerpadla skoková změna výhodná, jelikož omezuje zpětné proudění kapaliny do oběžného kola, při opačném směru proudění způsobuje nežádoucí ztrátu zúžením průtočného průřezu. Odstranění ztráty na vtoku do oběžného kola je jednou z možností úpravy čerpadla.

Pohled na vektory relativní rychlosti v lopatkové mříži v polovině kanálu oběžného kola zprostředkovává obrázek 29. Kapalina natéká na odtokovou hranu čerpadlové lopatky téměř pod úhlem lopatky, tedy bez rázu na lopatku. Obvodová složka výstupní rychlosti z oběžného kola dosahuje velké hodnoty. Podle Eulerovy pracovní rovnice 1.4 je nevhodnější c_u složku rychlosti mít o velikosti blízkou nule. U hydraulického návrhu turbín se její velikost volí tak,

aby výstupní rychlost měla odchylku od axiálního směru savky 5 °. Záporná hodnota se z důvodu nestabilní charakteristiky Q-Y nedoporučuje.



Obrázek 28 a) Meridiální rychlostní pole na vstupu kapaliny do oběžného kola; dole je nosný disk; b) Průmět vektorů rychlosti do meridiální roviny řezu; dole je nosný disk; řez naproti nosu spirály



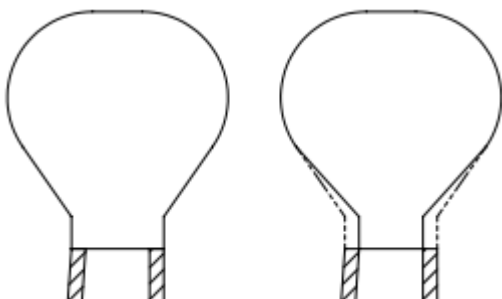
Obrázek 29 Relativní rychlosti v lopatkové mříži v polovině kanálu oběžného kola; a) proudnice; b) vektory relativní rychlosti

Tabulka 3 Parametry původního čerpadla v turbínovém režimu.

η [%]	H [m]	M_k [N.m]
87,3	41,6	45,2

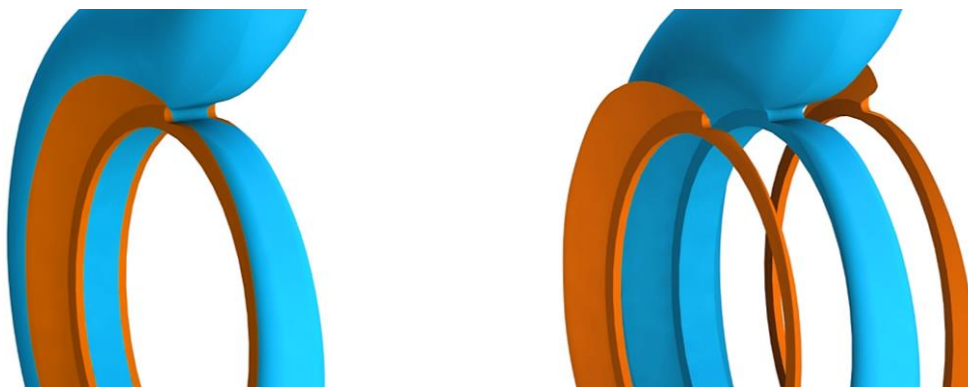
3.4 ZÚŽENÍ SPIRÁLY

Jednou z úprav nabízející se ke zvýšení účinnosti stroje je navedení proudu kapaliny ze spirály přímo do kanálu oběžného kola. Přechod z širšího prostoru spirály do užšího oběžného kola skokovou změnou způsobuje zúžení proudu. Situaci zobrazuje obrázek 28.



Obrázek 30 Schematické znázornění zúžení spirály; vlevo je původní tvar

Tvar spirály a způsob provedení úpravy zachycuje obrázek 30. V místě, kde navazuje rovná část spirály na zaoblení je na stěnu spirály přidán materiál (viz obrázek 31). Průtočný průřez se směrem k ose rotace stroje zužuje rychleji, aby byla dosažena šířka kanálu oběžného kola. Konkrétně jsou obě strany spirály v úzkém místě posunuty o 4 mm. Mezi místem požadované šířky a oběžným kolem je průřez průtočnou plochou již konstantní sloužící k ustálení proudu kapaliny pro lepší navedení do energeticky aktivní části stroje. Je očekáván rovnoměrnější rychlostní profil na velkém průměru oběžného kola.

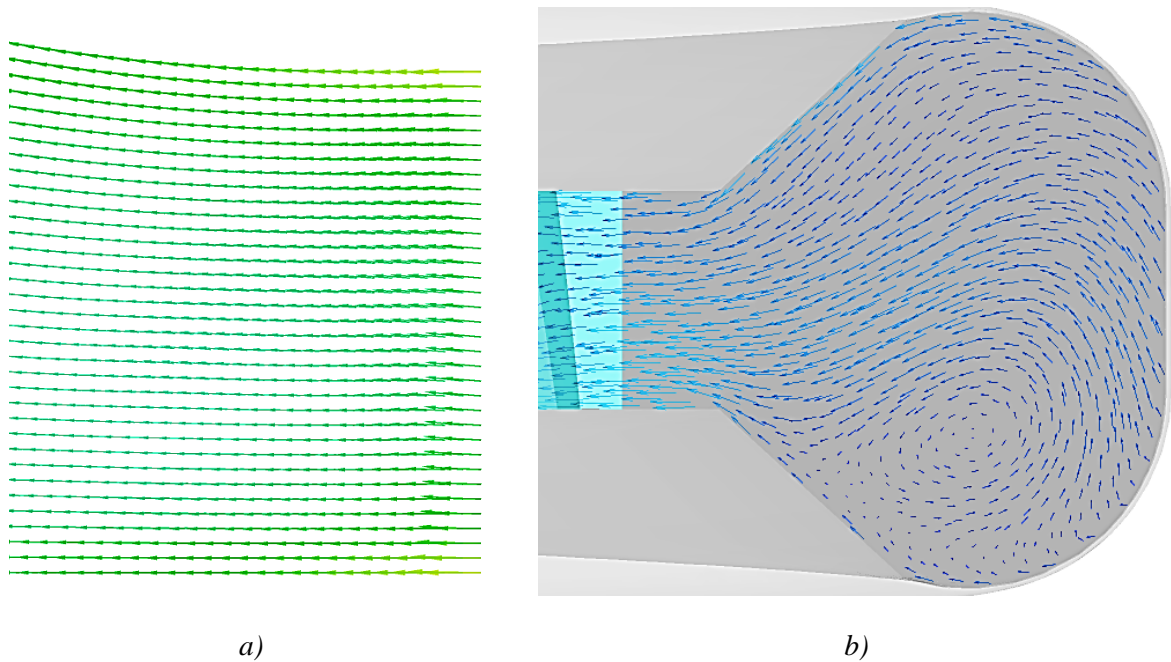


Obrázek 31 Způsob provedení zúžení spirály; modrou barvou je vyznačen nový tvar spirály

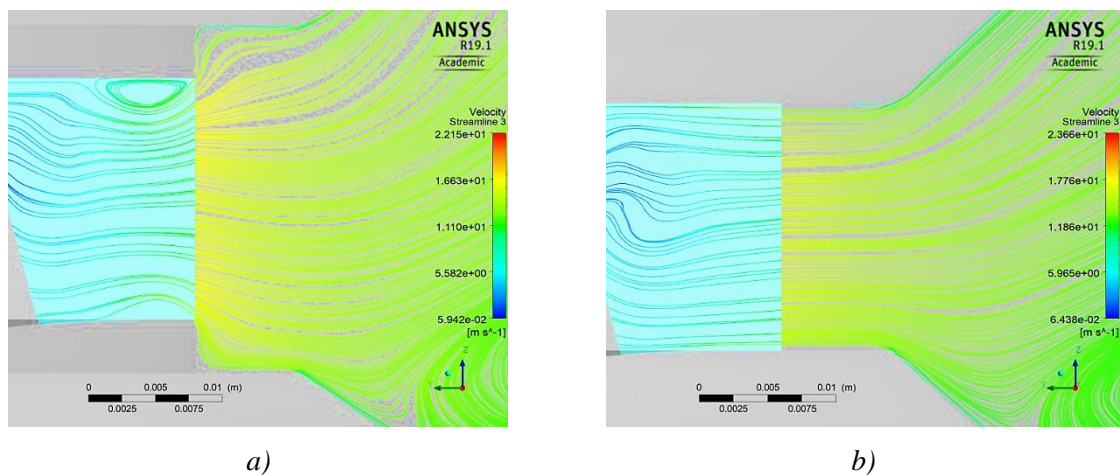
Průchod kapaliny strojem je analogický původní geometrii. Ke zlepšení dochází pouze lokálně v místě vstupu do oběžného kola. Obrázek 32 b) znázorňuje sekundární proudění ve spirále. Směr přiváděné kapaliny je pomocí části s konstantní šířkou urovnán. Část a) dokumentuje meridiální rychlost v oběžném kole. Je zde patrné výrazné zlepšení proudění oběžným kolem.

Obrázek 33 ukazuje rozdíly proudění u obou případů. Původní náhlá změna průřezu se vyznačuje značným zúžením proudu. Proudění kapaliny je na přechodu do úseku s konstantní šířkou vlivem konfuzorového navádění staženo méně.

Celou situaci zobrazuje v trojrozměrném proudění i obrázek 34. V levé části a) je okraj jedné šestiny oběžného kola na jeho velkém průměru. Proudnice jsou poblíž disků oběžného kola zřetelně zakřivené. Vzniklá oblast odtržení je po celém obvodu. V části obrázku b) jsou viditelné proudnice vtažené kapaliny do vzniklé recirkulační oblasti. Obrázek 35 znázorňuje proudění při použití zúžené spirály. Proudění je více usměrněné. Již nedochází k překmitnutí části toku do jiného směru. Vliv zúžení proudu přiváděného do kanálů oběžného kola bude znatelný, pokud ztráta vířením bude dosahovat větší hodnoty než ztráta třením o stěny přidávané vložky.



Obrázek 32 a) Meridiální rychlostní pole na vstupu kapaliny do oběžného kola; dole je nosný disk;
b) Sekundární proudění v meridiální rovině řezu; OK je světlou barvou; dole je nosný disk; řez na-
proti nosu spirály

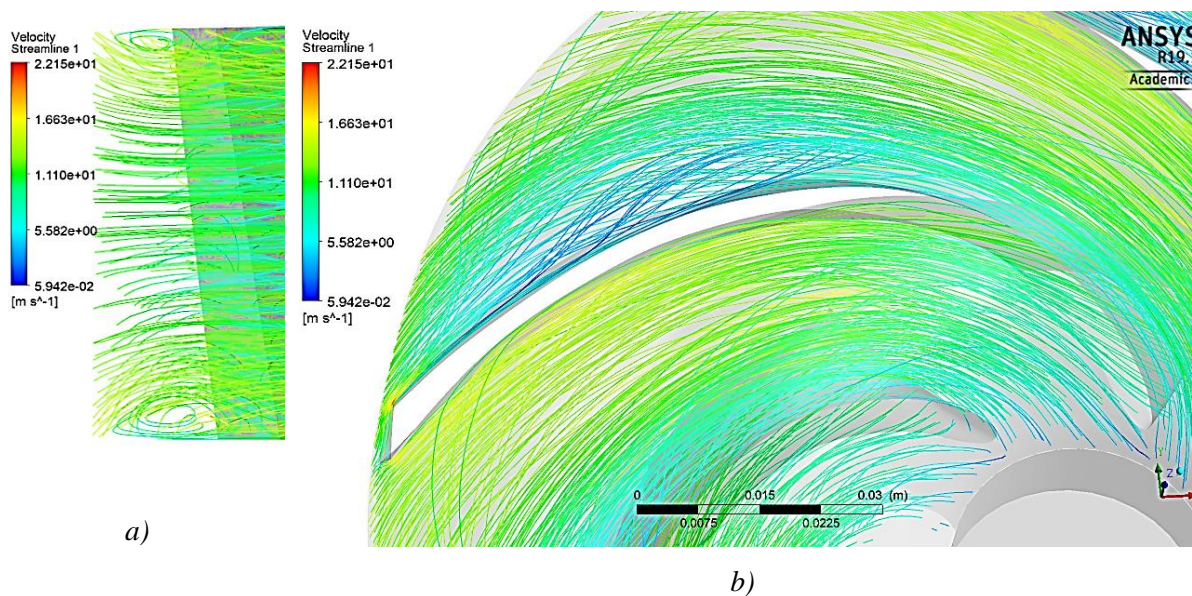


Obrázek 33 Kvalitativní zobrazení rozdílnosti v proudnicích sekundárního proudění; a) Původní ge-
ometrie; b) Zúžení spirály

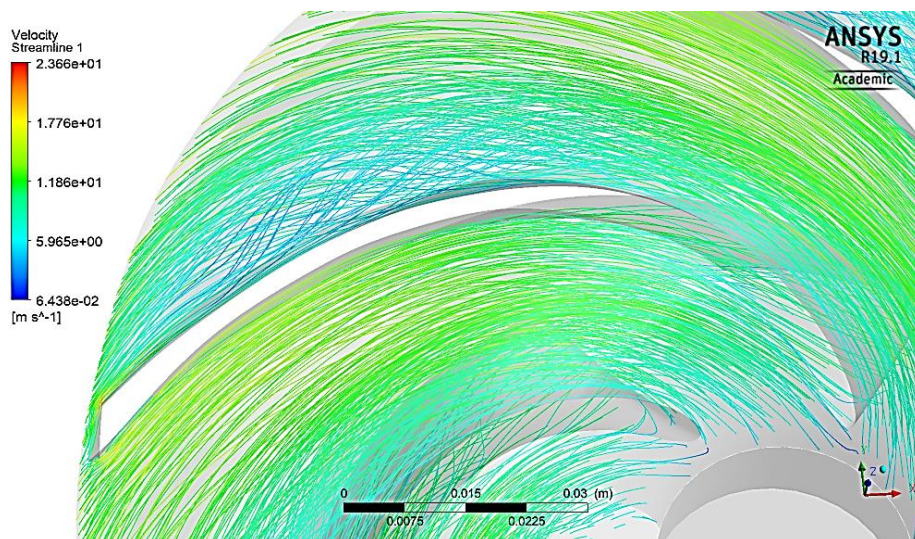
Zadaný průtok je shodný ve všech případech. Úhel náběhu na lopatku je stejný jako u původní geometrie. Lopatková mříž je v polovině kanálu protékána přibližně stejným rychlostním polem. Z výsledků je patrné, že se podařilo účinnost zvýšit. Její hodnota se však posunula o 0,3 %.

Tabulka 4 Parametry turbíny se zúženou spirálou.

η [%]	H [m]	M_k [N.m]
87,6	43,6	47,6



Obrázek 34 Zobrazení odtržení proudění vlivem skokové změny průtočného průřezu; a) Krajní část vnějšího průměru oběžného kola; b) Pohled na nosný disk

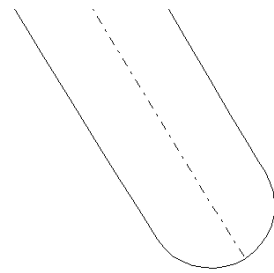


Obrázek 35 Proudnice z pohledu na nosný disk při použití zúžené spirály

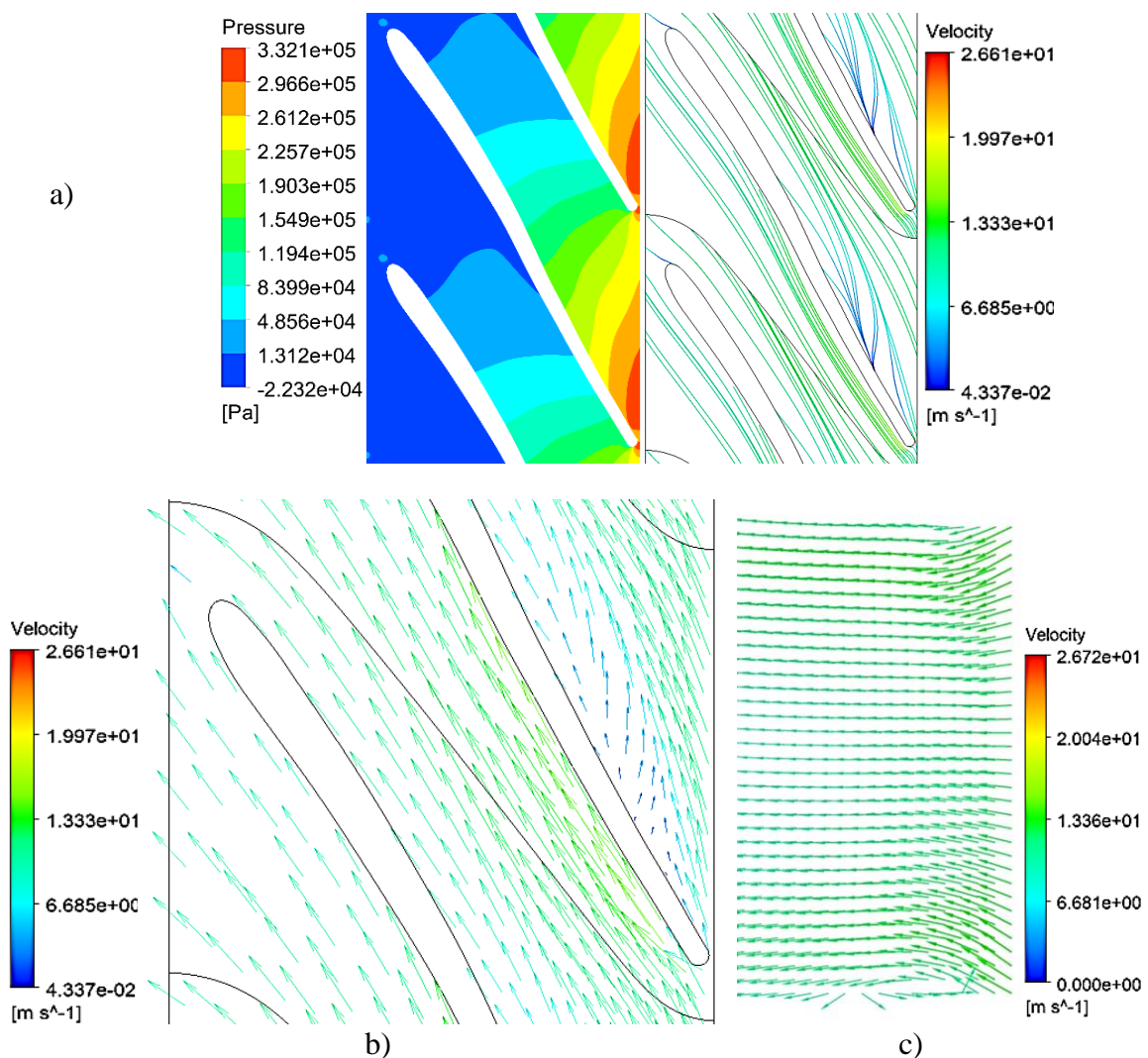
3.5 ZAOBLENÍ HRANY LOPATKY

Čerpadlo provozované jako turbína má ostrou náběžnou hranu lopatky. Kapalina se při jejím obtékání může odchýlit od povrchu lopatky, čímž dojde k odtržení proudění. Tvar nové náběžné hrany je oblý a kopíruje kružnici. Výhodou této úpravy je její nenáročnost. Musí se však dbát na vyvážení oběžného kola. Dynamické účinky nevyváženého rotoru mají fatální následky.

Jelikož jsou jednotlivé dílčí úpravy vztahovány k původnímu čerpadlu, je použita originální široká spirála. Ostrý přechod i v tomto případě způsobuje stejný jev odtržení proudu při vstupu do oběžného kola, viz obrázek 37 c).



Obrázek 36 Zaoblení hrany rádiusem



Obrázek 37 a) Statický tlak v lopatkové mříži a proudnice podle relativní rychlosti; b) Relativní rychlosti; c) Vektory meridiální rychlosti, dole je nosný disk

Obrázek 37 znázorňuje proudové pole v lopatkové mříži oběžného kola. Proudění v polovině kanálu oběžného kola má téměř shodný charakter jako v případě původní geometrie. Je zřejmé, že zaoblení lopatky u řešeného čerpadla nepřináší výraznou změnu, jelikož v případě

ostré hrany nedochází k odtržení proudění přímo v místě náběhu. K inicializaci odtržení proudění dochází v místech u krycího a zejména u nosného disku poblíž náběžné hrany. Jedním z vlivů přispívajících k jevu je použití rozdílného úhlu lopatky (viz obrázek 18 b)), který se podél náběžné hrany mění. Turbínové lopatky mají úhel lopatky podél náběžné hrany konstantní, protože je kapalina rozváděčem navedena do OK pod stejným úhlem. Nedodržení úhlu náběhu s následným rázem na lopatku není hlavní příčinou odtržení. Pro objasnění možného důvodu odtržení proudění u použitého OK byla provedena konformní transformace střednice lopatky (průběhy jsou uvedeny v příloze č. P. 15 - P. 17). Obtékání povrchu lopatky je narušeno změnou jeho křivosti právě v místech, kde k jevu dochází poblíž náběžné hrany. Pozorovaný vír na všech obrázcích se přibližně v polovině délky lopatky vytrácí. Z oběžného kola je proud relativně vyrovnaný a splňuje Eulerovu turbínovou rovnici.

Samotné použití zaoblení lopatky příznivě ovlivňuje hodnotu účinnosti. Dochází ke zvýšení o 0,4 % vůči původnímu čerpadlu.

Tabulka 5 Parametry turbíny se zaoblenými lopatkami.

η [%]	H [m]	M_k [N.m]
87,7	41,2	45

3.6 PŘIDÁNÍ SAVKY

Měrná energie zpracovávaná strojem je dána rozdílem její hodnoty před (bod 1) a za ním (bod 2). Danou situaci zaznamenává obrázek 3 na stránce 17. Rovnice 1.2 vyjadřuje energetickou bilanci, na jejímž základě je vyhodnocována účinnost prováděných výpočtů. Podle uvedeného značení, kdy je postupováno po směru proudu, je rovnice ve tvaru:

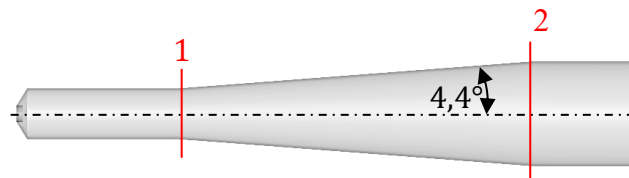
$$Y_T = Y_1 - Y_2 = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}. \quad (3.1)$$

U přetlakových turbín je sací trouba přidávána ze dvou důvodů. Prvním je využití celého dostupného geodetického spádu, pokud je turbína umístěna nad úrovní spodní hladiny. Druhým je lepší využití kinetické měrné energie. Z uvedené rovnice vyplývá, že čím menší tlak p_2 i rychlost c_2 je na výstupu z hydraulického stroje, tím je dostupná energie lépe využita.

V případě neuvažování gravitačního působení (v práci není gravitace uvažována) je podstatný druhý účel sací trouby. Kapalina opouští oběžné kolo s určitou absolutní rychlostí, tedy s určitou měrnou kinetickou energií, která nebyla oběžným kolem zpracována. Přidáním přímé sací trouby s postupně se zvětšujícím se průtočným průřezem je na základě rovnice kontinuity střední průřezová rychlost zmenšována. Rovnice střední průřezové rychlosti \bar{c} [$m \cdot s^{-1}$] je sestavena z průtoku Q [$m^3 \cdot s^{-1}$], průřezu v daném místě S [m^2] a Coriolisovým číslem pro korekci kinetické energie proudu v průřezu α [1]. Např. pro místo potrubí s označením 1 je ve tvaru:

$$\frac{\alpha_1 Q}{S_1} = \bar{c}_1 \quad (3.2)$$

Savka přidaná za oběžné kolo je složena ze dvou tvarů. Přímo za oběžným kolem je válcová část o délce 300 mm z důvodu uklidnění proudění. Na ní navazuje difuzor tvaru rotačního kuželu. Úhel otevření difuzoru se doporučuje o velikosti 9° z důvodu odtrhávání proudění od stěn [10]. U turbín se navíc připouští mírná rotace proudu s úhlem absolutní rychlosti od osového směru 5° . Tímto způsobem je zaručeno, že nedojde k odtržení proudění od stěny. Na základě experimentálního měření dosahují kuželové difuzory nejvyšší účinnosti transformace energie při vrcholovém úhlu 8° . Výstupní rychlost je většinou používána o velikosti 1 m.s^{-1} .



Obrázek 38 Sací trouba s vrcholovým úhlem $8,8^\circ$; vyznačená místa slouží pro vyhodnocení účinnosti savky

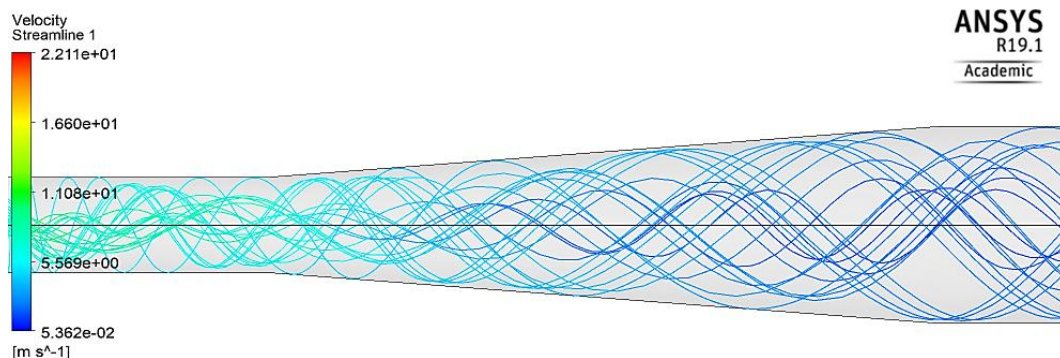
Sací trouba s konzervativním vrcholovým úhlem $8,8^\circ$ je přidána za oběžné kolo místo původního přímého potrubí. Výstupní průměr činí 206 mm a vychází z katalogu rozměrů ocelových bezešvých trubek. Při tomto konstrukčním řešení se očekává snížení střední průřezové rychlosti z původní velikosti $\bar{c}_1 = 4,92 \text{ m.s}^{-1}$ na rychlost $\bar{c}_2 = 1,16 \text{ m.s}^{-1}$. Rozdíl měrné kinetické energie při dokonalé transformaci představuje $11,4 \text{ J.kg}^{-1}$. Původní čerpadlo v turbínovém provozu osazené sací troubou dosahuje mírného zlepšení účinnosti stroje. Výsledné navýšení představuje 0,2 %.

Tabulka 6 Parametry turbíny s přidanou sací troubou.

η [%]	H [m]	M_k [N.m]
87,5	41,5	45,2

3.6.1 VLASTNOSTI SAVKY

Zvýšení účinnosti je téměř zanedbatelné. Zlepšení o 0,2 % vůči účinnosti původního uspořádání se jeví jako úprava, která má zatím nejmenší vliv. V další části je proveden rozbor použité sací trouby.



Obrázek 39 Proudnice v savce s vrcholovým úhlem $8,8^\circ$

Výstupní rychlostní profil z oběžného kola je poměrně nerovnoměrný z pohledu velikosti obvodové složky rychlosti. Tuto situaci zobrazuje obrázek 40 a). Kapalina odchází s kinetickou měrnou energií, která již nebyla využita. Sací trouba dokáže zpracovat meridiální složku rychlosti. Po vyhodnocení proudového profilu z pozic “1” na začátku kuželu a “2” na jeho konci (viz obrázek 38) lze posoudit přínos této úpravy.

Účinnost savky je dána podílem rozdílů tlaku statických p (tlakový zisk savky) a dynamických p_d (poplatné dostupné kinetické energii pro přeměnu energie):

$$\eta_s = \frac{p_2 - p_1}{p_{d1} - p_{d2}} = \frac{p_2 - p_1}{\frac{\rho}{2} (\alpha_1 \bar{c}_1^2 - \alpha_2 \bar{c}_2^2)} \quad (3.3)$$

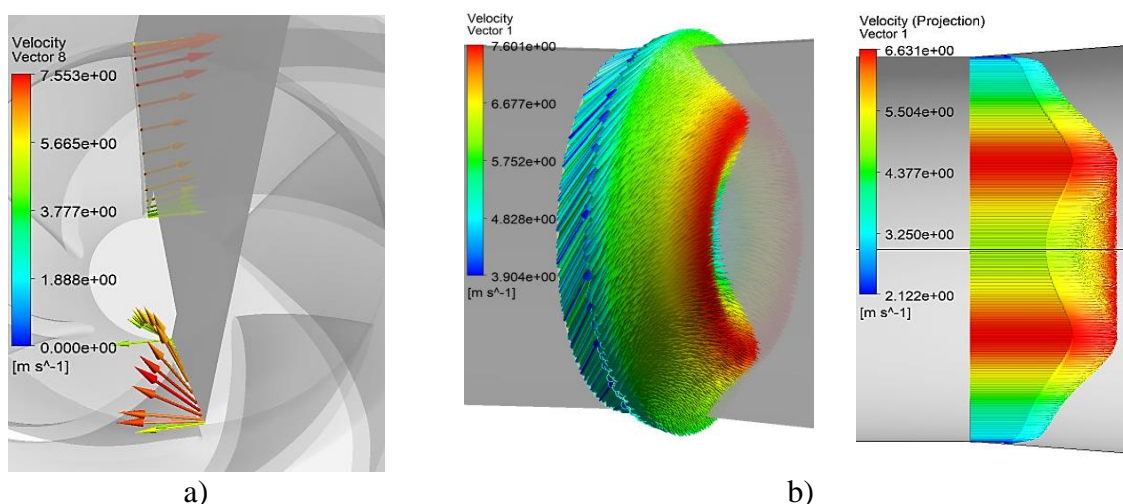
Dalším parametrem sledovaným u sací trouby je koeficient tlakové regenerace c_p ve tvaru:

$$c_p = \frac{p_2 - p_1}{\alpha_1 \frac{\rho}{2} \bar{c}_1^2} \quad (3.4)$$

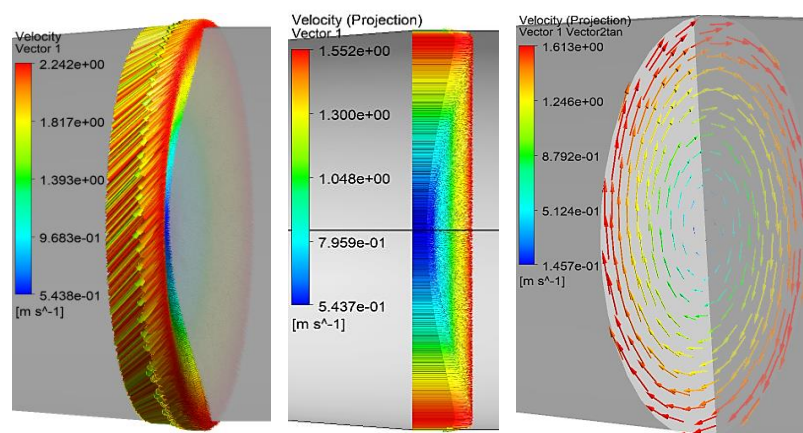
Uvedené Coriolisovo číslo zpřesňuje výpočty založené na střední průřezové rychlosti. Jedná se o poměr skutečné kinetické energie proudu a kinetické energie pístového rychlostního profilu:

$$\alpha = \frac{\int_S (c^2 c_n) dS}{\bar{c}^3 S}, \quad (3.5)$$

kde c_n je složka rychlosti kolmá na rovinu řezu. Hodnota Coriolisova čísla je na základě uvedeného vztahu získána pomocí napsané funkce v rozhraní CFD Post. Obrázek 40 b) zobrazuje rychlostní profil v místě řezu “1” pomocí vektorů rychlosti. V jeho pravé části je uveden rychlostní profil tvořený meridiálními složkami rychlosti. Analogicky zaznamenává obrázek 41 situaci v průřezu “2”.



Obrázek 40 a) Vektory rychlosti vystupující z oběžného kola do savky; b) Rychlostní profil v místě řezu “1”, vlevo jsou vektory rychlosti, vpravo meridiální složky rychlosti



Obrázek 41 Rychlostní profil v místě řezu “2”; vlevo jsou vektory rychlosti, uprostřed meridiální složky rychlosti, vpravo obvodové složky rychlosti

Tabulka 7 Parametry difuzoru s vrcholovým úhlem 8,8°.

η_s [%]	α_1 [1]	α_2 [1]	c_p [1]
45,8	1,79	2,61	0,421

U kuželových sacích trub se účinnost η_s pohybuje v rozmezí 0,7 až 0,9 [2]. V případě navržené savky s vrcholovým úhlem 8,8° se vlivem velké obvodové složky rychlosti c_u vystupující z oběžného kola nepodařilo dosáhnout dobré účinnosti. Hodnota Coriolisova čísla α_2 vyjadřuje velkou míru nerovnoměrnosti rychlostního profilu. V takovém případě nemá použití savky smysl.

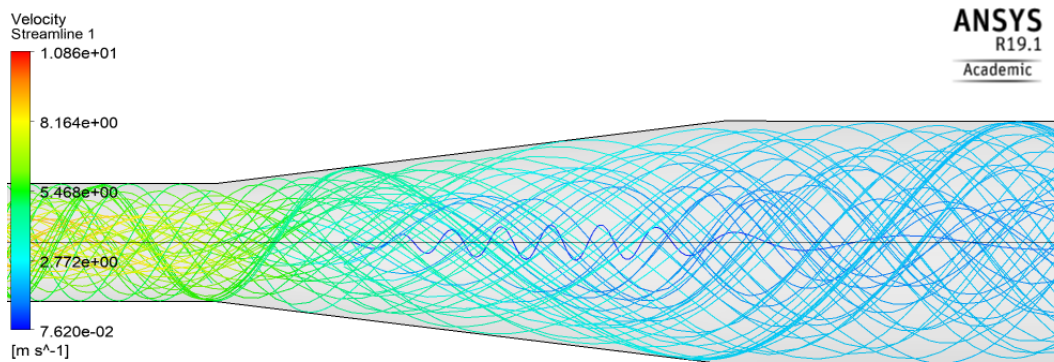
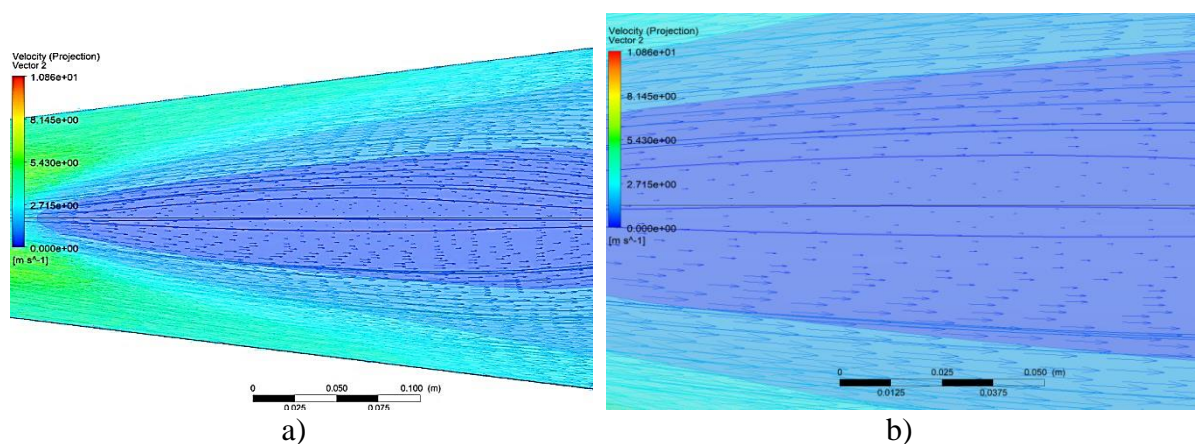
ZMĚNA ÚHLU DIFUZORU

Navržená savka konzervativním způsobem, který je používán u správně navržených turbínových oběžných kol, nevykazuje požadované vlastnosti – snížení rychlosti a současně zrovnoměnění proudění. Jelikož je výstupní velikost střední průřezové rychlosti poměrně velká, její snížení by mělo pomoci hydraulickému motoru lépe využít dostupnou měrnou energii. Obvodová složka rychlosti poukazuje na malou náchylnost odtržení proudění od stěny rotačního kuželu. V takovém případě se naskýtá možnost použít otevření difuzoru s větším úhlem otevření, než je doporučená hodnota. S větším vrcholovým úhlem klesá délka kuželu a tím i velikost ztrát třením.

Testování dalších dvou variant tvaru difuzoru sací trouby je provedeno samostatným výpočtem pouze sací trouby. Vstupní okrajová podmínka odpovídá výstupnímu rychlostnímu profilu (radiální, axiální, tangenciální rychlost) s hodnotami turbulentní kinetické energie k a disipace turbulentní kinetické energie ε za oběžným kolem turbíny. Body pro určení vlastností savky jsou vždy na začátku a konci difuzorové části savky.

DIFUZOR S VRCHOLOVÝM ÚHLEM 14°

Jedná se o velikost otevření, jež při měření vlastností difuzorů stále dosahovala přilehlého proudění podél stěn [16]. S ohledem na rotaci proudu za oběžným kolem není odtržení od stěny předpokládáno. Obrázek 42 znázorňuje proudnice v nové savce. Obrázek 43 zobrazuje proudnice v osovému řezu savkou. Přibližně od čtvrtiny výšky kuželu po směru proudění se v blízkosti osy začíná objevovat oblast s téměř nulovou rychlostí. Výsledky shrnuje tabulka 8.

Obrázek 42 Proudnice v savce s vrcholovým úhlem 14° Obrázek 43 Proudnice a vektory rychlosti v osově rovině řezu difuzoru s vrcholovým úhlem 14° ;
a) Celý difuzor; b) Detail; proudění zleva dopravaTabulka 8 Parametry difuzoru s vrcholovým úhlem 14° .

η_s [%]	α_1 [1]	α_2 [1]	c_p [1]
48,2	1,73	2,98	0,436

DIFUZOR S VRCHOLOVÝM ÚHLEM 20°

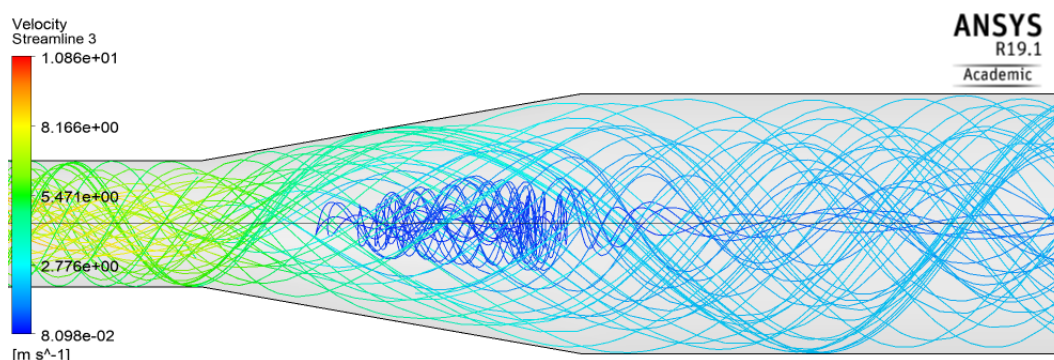
Míra rotace pod oběžným kolem umožňuje vyzkoušet i situaci s velkým otevřením difuzoru. V dalším pokusu o zlepšení je použit vrcholový úhel 20° . Obrázek 44 i obrázek 45 ukazují velkou recirkulační oblast uvnitř proudu podél osy difuzoru. Průměr vzniklé struktury dosahuje přibližně poloviny průměru průřezu potrubí.

Tabulka 9 Parametry difuzoru s vrcholovým úhlem 20° .

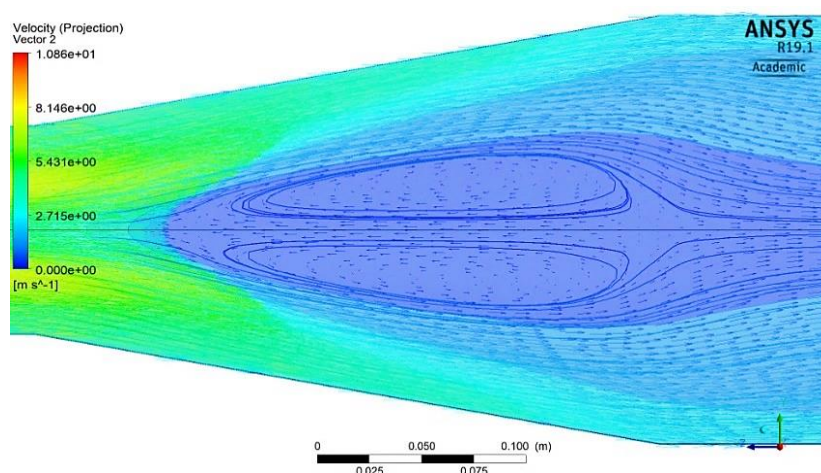
η_s [%]	α_1 [1]	α_2 [1]	c_p [1]
50,2	1,66	3,46	0,444

Velikost Coriolisova čísla ve všech případech otevření difuzoru poukazuje na nevhodné vlastnosti proudění. Hodnota vyšší, než dva značí špatně navrženou savku s nedostatečným využitím kinetické energie. Větší úhel otevření difuzoru savky se zatím jeví v případě rotujícího proudění jako lepší varianta. Účinnost difuzoru s vrcholovým úhlem 20° stoupla vůči difuzoru

s vrcholovým úhlem $8,8^\circ$ o 4,4 %. Kinetická energie je na základě vztahu pro účinnost savky lépe využita ve prospěch tlakového zisku savky.



Obrázek 44 Proudnice v savce s vrcholovým úhlem 20°



Obrázek 45 Proudnice a vektory rychlosti v osově rovině řezu difuzoru s vrcholovým úhlem 20°

3.7 POUŽITÍ ZÚŽENÉ SPIRÁLY, ZAOBLENÉ LOPATKY, PŘIDÁNÍ SAVKY

Díličí úpravy se při zachování zbytku stroje projevovaly zvýšením účinnosti do půl procenta. V další části je sledován efekt použití všech zmíněných úprav najednou. Kapalina je pomocí zúžené spirály přiváděna rovnoměrněji do kanálů oběžného kola. Náběžná hrana v turbínovém směru proudění je zaoblena pro zamezení odtržení. Odtékající kapalinu z oběžného kola pojímá savka s vrcholovým úhlem difuzoru $8,8^\circ$.

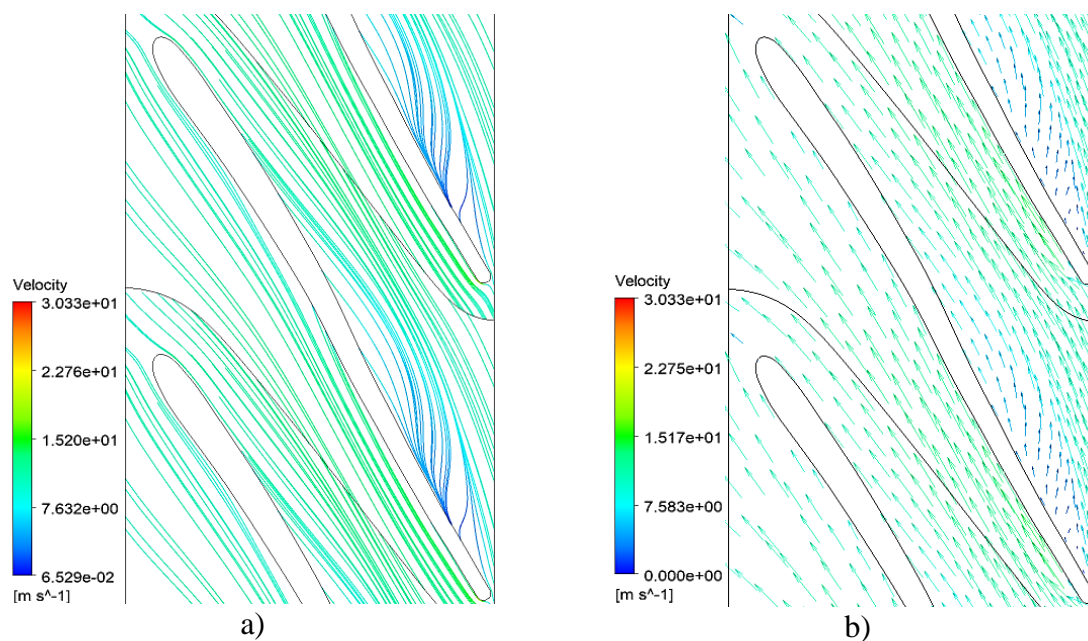
Zmíněné úpravy se při společném použití mohou projevit větším zvýšením účinnosti, než je jejich prostý součet. Z pohledu popisu proudění se jedná o silně nelineární úlohu, u které je vzájemná interakce zmíněných úprav těžko předvídatelná. Obrázek 46 znázorňuje rychlostní pole v polovině kanálu OK. Rozložení rychlostí je velice podobné úpravě při použití pouze zaoblených lopatek (v prostřední části kanálu OK není výrazný vliv zúžení proudu náhlou změnou průřezu). Proud vystupující z OK do savky je podobný původnímu čerpadlu, o čemž svědčí i hodnota Coriolisova čísla v místě průřezu “1” savky o velikosti 1,8.

Tabulka 10 udává výsledky zjištěné výpočtem. Účinnost vzrostla oproti originální geometrii o 1 %. Nasměrování kapaliny do kanálu oběžného kola zúženou spirálou způsobuje navýšení spádu. Naopak zaoblení lopatky a přidání savky spád snižují. Při použití všech tří úprav

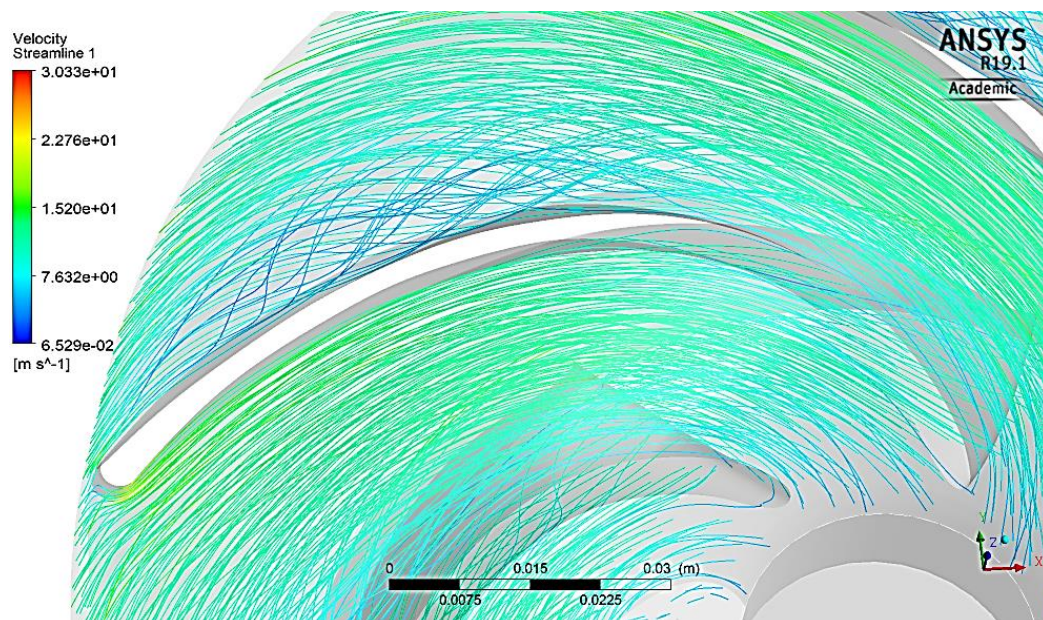
současně dochází pouze k 65procentnímu nárůstu spádu při zúžení spirály (nárůst spádu o 1,3 m, což představuje 3,1 % spádu původního čerpadla).

Tabulka 10 Parametry turbíny se zúženou spirálou, zaoblenou hranou lopatky a savkou.

η [%]	H [m]	M_k [N.m]
88,3	42,9	47,1



Obrázek 46 Pohled na a) proudnice, b) vektory relativní rychlosti v polovině kanálu OK



Obrázek 47 Proudnice v OK při použití zúžené spirály, zaoblené lopatky a přidané savky, pohled na nosný disk

3.7.1 POUŽITÍ ZÚŽENÉ SPIRÁLY A ZAObLENÉ LOPATKY BEZ SAVKY

V kapitole pojednávající o účinnosti savky je uvedeno, že velikost obvodové složky rychlosti neumožňuje účelně využít kinetickou energii proudu za oběžným kolem. Proto je proveden nový výpočet se zúženou spirálou na šířku kanálu OK a se zaoblenou náběžnou hranou (turbínového směru proudění). Tabulka 11 zaznamenává výsledky. Hodnota účinnosti poklesla při vynechání savky o 0,2 %, tedy o stejnou velikost, jakou tvoří vliv samotné sací trouby na původní čerpadlo v turbínovém provozu. Při porovnání této úpravy se zúženou spirálou a se zaoblenou lopatkou s původním čerpadlem se však jedná o navýšení účinnosti o 0,8 %.

Tabulka 11 Parametry turbíny se zúženou spirálou a zaoblenou hranou lopatky.

η [%]	H [m]	M_k [N.m]
88,12	43	47,1

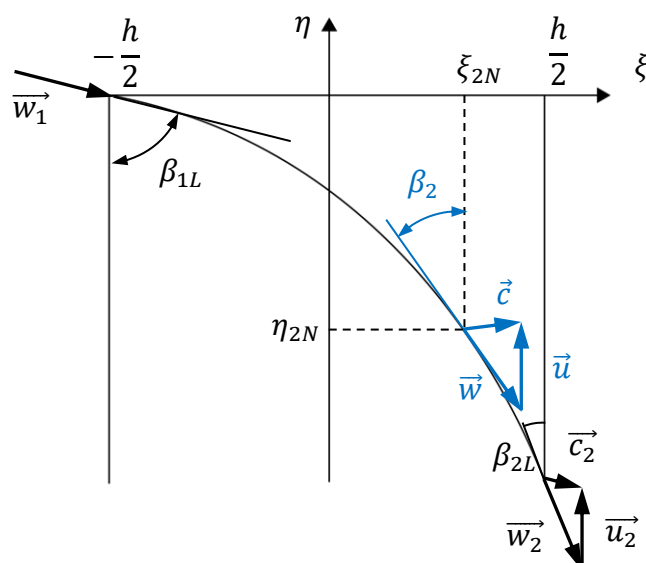
3.8 STOČENÍ OBĚŽNÉHO KOLA

Zatím provedené úpravy geometrie čerpadla spočívaly v úpravě pevných součástí stroje (ve formě navedení proudění spirální skříní na oběžné kolo nebo přidání savky za oběžné kolo), či malého zásahu do tvaru oběžného kola (zaoblení konců lopatek). Největšího zvýšení účinnosti je dosaženo při použití všech zmíněných úprav současně. Velikost navýšení o jedno procento nepřináší výrazné zlepšení. Proto je uvažován i větší zásah do konstrukce.

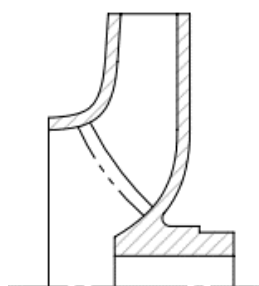
3.8.1 STOČENÍ OBĚŽNÉHO KOLA NA TURBÍNOVÉ ODTOKOVÉ STRANĚ

Proudová plocha je osově rotačně symetrický útvar, po kterém se makročástice kapaliny pohybuje při průchodu oběžným kolem. Kinematika částice je znázorňována pomocí rychlostního trojúhelníku. Tvarově složitá prostorová křivka proudnice makročástice ležící na proudové ploše je konformní transformací převedena do konformní roviny, kde jsou zachovány úhly svírající stranami rychlostního trojúhelníku. Souřadnice konformní roviny η - ξ mají vztah s prostorovým prouděním: η souvisí s úhlem opásání lopatky (φ , někdy θ), ξ odpovídá křivočaré souřadnici σ v meridiální rovině (popis tvaru proudnice v meridiální rovině). Pomocí uvedené transformace je možné znázornit střednici lopatky od její náběžné hrany (pozice $-h/2$; h je hloubka profilu) po odtokovou ($h/2$). Tečna vynesená v bodě křivky představuje směr relativní rychlosti.

Proudové poměry za oběžným kolem nejsou vhodné pro správnou funkci savky. Obvodová složka rychlosti je značná. Průtoky pracovních bodů použité při různých výpočtech mají smysl rotace proudu v savce shodný s oběžným kolem. Pokud by tomu tak nebylo a proud za OK by rotoval v opačném směru než OK, je možné opačnou rotaci potlačit zkrácením lopatky OK na odtokové části turbínového směru proudění. Obrázek 48 schematicky znázorňuje průběh střednice lopatky v konformním zobrazení. Na odtokové hraně (index “2”) je výstupní absolutní rychlost orientována proti směru rotace oběžného kola. Kinematika makročástice se při pohybu oběžným kolem mění. V určité vzdálenosti od odtokové hrany je rychlostní trojúhelník složen z jiných rychlostních poměrů. Naznačené body η_{2N} , ξ_{2N} vyjadřují posunutí odtokové hrany. Absolutní rychlost zde již dosahuje směr umožňující lepší podmínky pro přeměny energie v sací troubě.



Obrázek 48 Schematické znázornění střednice lopatky v turbínovém režimu v konformní rovině $\eta - \xi$



Obrázek 49 Stočení oběžného kola na výstupu (turbínový provoz)

3.8.2 STOČENÍ VELKÉHO PRŮMĚRU OBĚŽNÉHO KOLA

Průměr oběžného kola přímo souvisí s velikostí zpracovávané měrné energie strojem. Návrhová dopravní výška čerpadla je mírně větší než požadovaná (aby byla u reálného stroje zaručena). V případě, že je dopravní výška vyšší, provádí se stočení velkého průměru oběžného kola. Dojde ke snížení měrné energie čerpadla i jeho průtoku ve sledovaném provozním bodě. Podobným způsobem je možné snížit i hltlost turbíny.

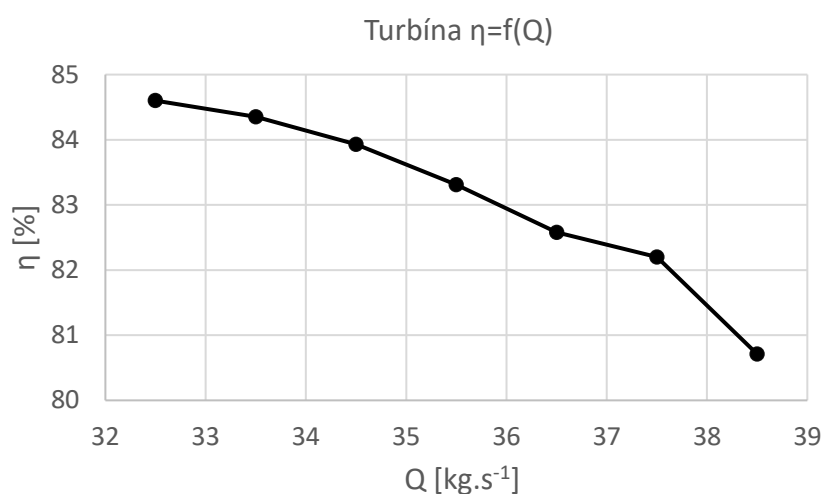
V dalším pozorování je vyzkoušeno stočení velkého průměru oběžného kola o 10 % z původního průměru 174 mm na 156 mm. Zmenšení průměru je provedeno na originálním oběžném kole. Náběžná hrana lopatky je ostrá. Kapalina je přiváděna zúženou spirálou až k rotoru. Odvod kapaliny je zajištěn trubicí.

Obrázek 50 vyjadřuje závislost účinnosti turbíny na průtoku. Je patrný výrazný posun vyšších hodnot účinnosti k nižším průtokům. Výpočty jsou zakončeny hodnotou $32,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, kdy se účinnost přibližuje 85 %. S každým snižováním průtoku se v kanálech OK vyskytuje stále zvětšující se oblast recirkulace (podél celé sací strany lopatky u krycího disku). Hledání vyšší účinnosti dalším snižováním průtoku nepřináší zlepšení provozního stavu stroje.

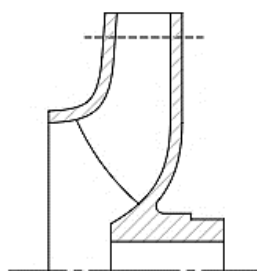
Prostor mezi zmenšeným OK a hranou zúžení spirály (viz obrázek 30, konstantní šířka průtočného průřezu) způsobuje nevhodné navádění kapaliny do OK. Rychlostní profil v průřezu

spirály se deformuje. Při vyšším průtoku má průběh hyperboly charakteristické pro potenciální proudění ve spirálních skříních $r \cdot c_u = konst.$ (r je poloměr) výrazně odlišný tvar než u původně navržené spirály. Rychlostní pole ve spirále je uvedeno v příloze jako P. 11 pro průtok $32,5 \text{ kg.s}^{-1}$ a P. 12 při průtoku $38,5 \text{ kg.s}^{-1}$.

Proudění v OK je značně turbulentní. Řešič natavený na stacionární úlohu nedovede nalézt řešení s velikostí reziduí menší než $1e^{-5}$ v globálním měřítku („root mean square“ velikost reziduí), velikost maximálních hodnot reziduí v OK se pohybuje na hladině $1e^{-2}$ až $1e^{-3}$. Pro turbulentní parametry musí být řešič nastaven na první řády přesnosti. Použité nastavení stacionárního výpočtu s mezisíťovou funkcí „Stage Mixing Plane“, která není vždy numericky stabilní, není vhodné pro řešení dané úlohy. Relevantní výsledky je možné obdržet pomocí nestacionárního nastavení řešiče. Uvedené integrální hodnoty turbíny jsou orientační z důvodu nedosažení konvergence výsledků.



Obrázek 50 Graf závislosti účinnosti na průtoku turbínového provozu čerpadla se stočeným OK (orientační výsledky)

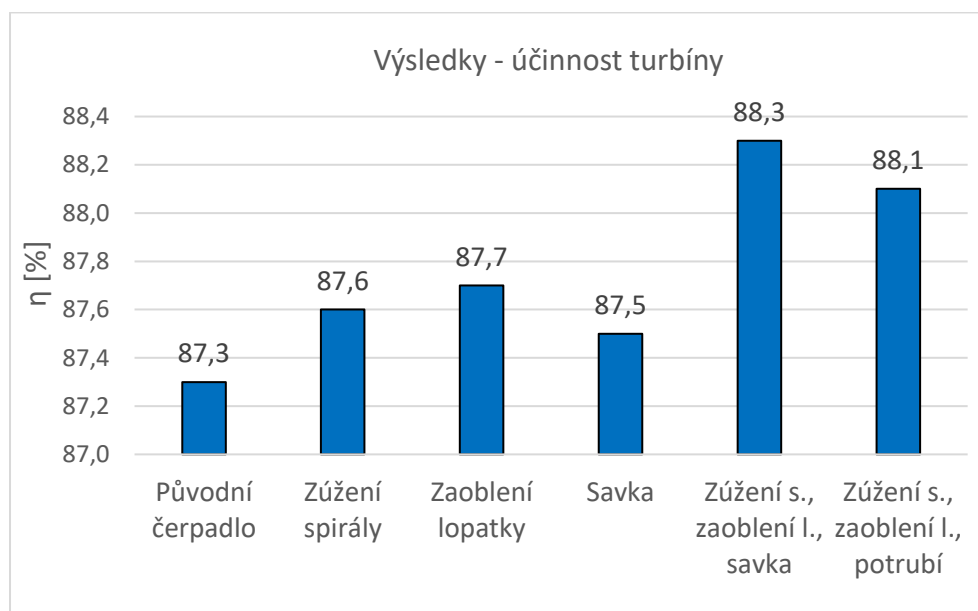


Obrázek 51 Schématické znázornění stočení oběžného kola

4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Pro snazší orientaci mezi jednotlivými úpravami napomůže uvedení výsledků všech modifikací pohromadě. Stočení oběžného kola není z důvodu dosažení konvergence (stacionárním výpočtem) zahrnuto mezi hlavní úpravy geometrie čerpadla.

Z pohledu účinnosti (viz tabulka 12, obrázek 52) je nejvyššího zvýšení dosaženo při použití zúžené spirály pro nasměrování kapaliny do kanálů oběžného kola se zaoblenou náběžnou hranou lopatky a přidanou savkou současně. Sací trouba je z důvodu značné rotace proudu za oběžným kolem nejslabším činitelem ovlivňující účinnost, v dalším srovnání totéž platí i o spádu. Zaoblení náběžné hrany lopatky má z pohledu použití pouze jedné úpravy největší vliv o velikosti 0,4 %.

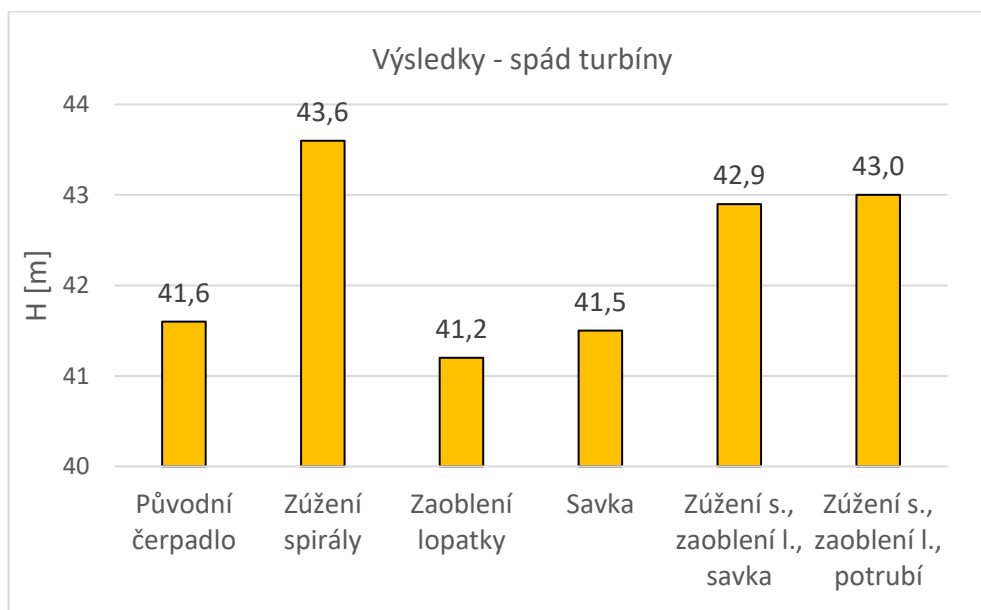


Obrázek 52 Grafické znázornění dosažených účinností u různých variant výpočtů.

Tabulka 12 Souhrnné uvedení hodnot účinností jednotlivých variant výpočtů s uvedenými rozdíly vůči původní geometrii čerpadla.

Provedení	η [%]	$\Delta\eta$ [%]	$\Delta\eta$ v %
Původní čerpadlo	87,3	-	-
Zúžení spirály	87,6	0,3	0,3
Zaoblení lopatky	87,7	0,4	0,5
Savka	87,5	0,2	0,2
Zúžení, zaoblení, savka	88,3	1,0	1,1
Zúžení, zaoblení, potrubí	88,1	0,8	0,9

Spád na turbínu je nejvíce ovlivňován zúžením spirály. Nárůst o 2 m je v kombinaci se zaoblenou lopatkou, která spád ovlivňuje opačným způsobem, snížen přibližně o 35 %. Samostatné působení zaoblení náběžné hrany lopatky má největší vliv na snížení spádu.

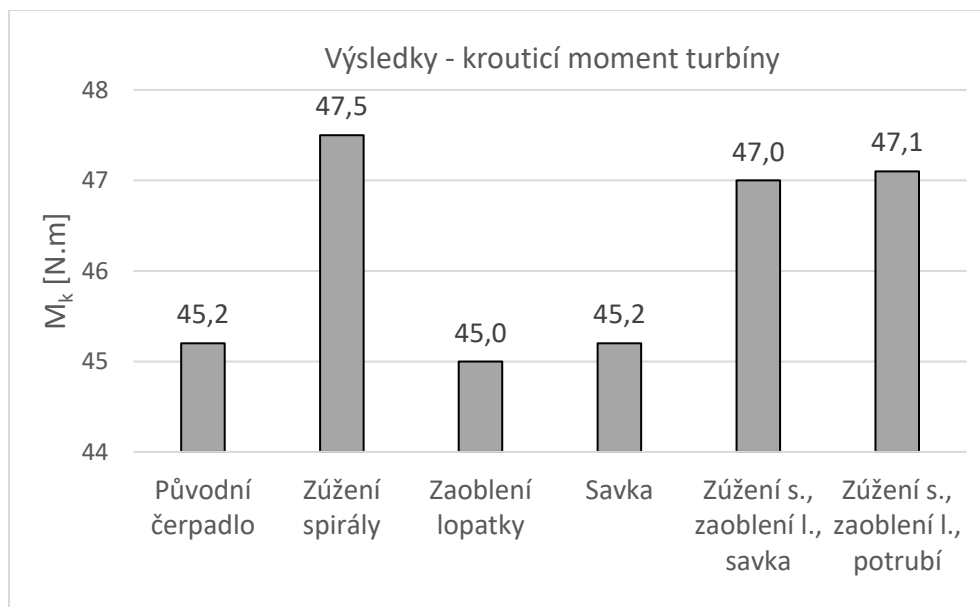


Obrázek 53 Grafické znázornění spádů turbíny u různých variant výpočtů

Tabulka 13 Souhrnné uvedení velikosti spádu na turbínu jednotlivých variant výpočtů s uvedenými rozdíly vůči původní geometrii čerpadla.

Provedení	H [m]	ΔH [m]	ΔH v %
Původní čerpadlo	41,6	-	-
Zúžení spirály	43,6	2,0	4,8
Zaoblení lopatky	41,2	-0,4	-1
Savka	41,5	-0,1	-0,2
Zúžení, zaoblení, savka	42,9	1,3	3,1
Zúžení, zaoblení, potrubí	43,0	1,4	3,4

Zúžení spirály způsobuje vůči ostatním variantám největší zvýšení krouticího momentu a to o 5,1 % velikosti krouticího momentu originální geometrie. Relativně velkého zvětšení momentu se dostává při společném nasazení zúžení spirály se zaoblenou lopatkou. Přímé navedení proudu do mezilopátkového prostoru je z pohledu velikosti krouticího momentu nejvýznamnější.



Obrázek 54 Grafické znázornění velikosti krouticího momentu u různých variant výpočtů

Tabulka 14 Souhrnné uvedení krouticího momentu oběžného kola jednotlivých variant výpočtů s uvedenými rozdíly vůči původní geometrii čerpadla.

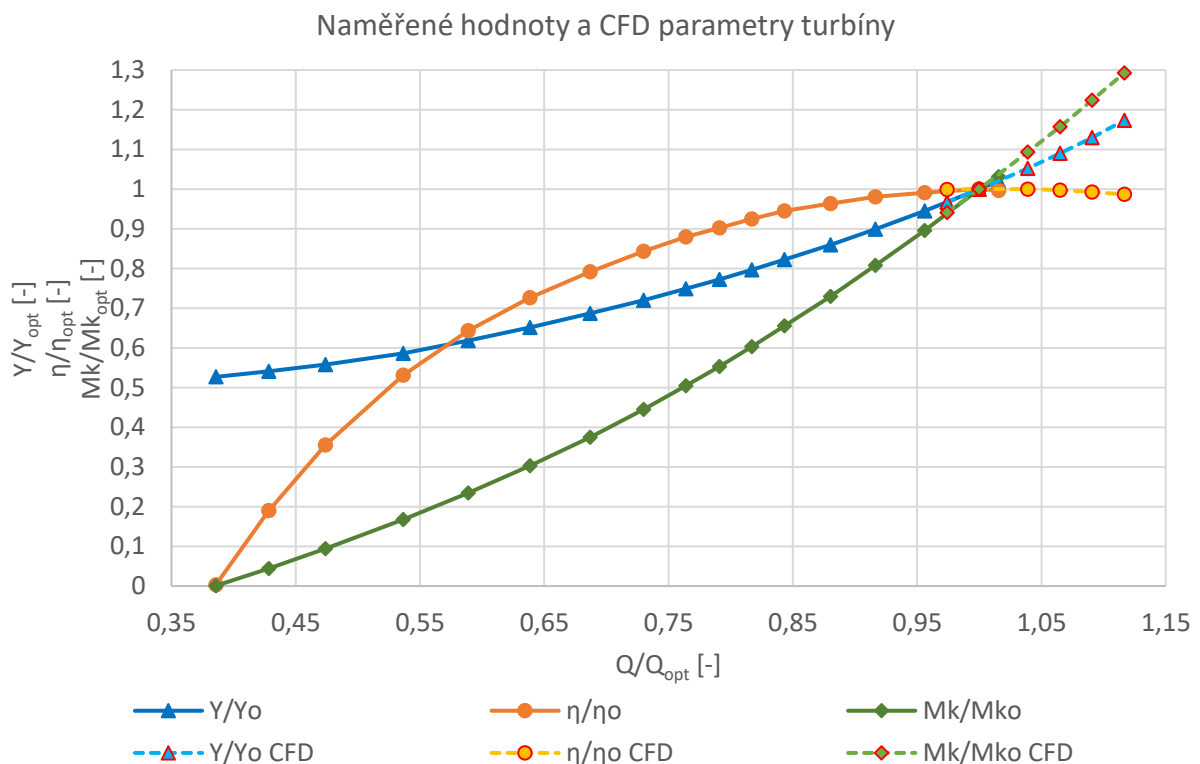
Provedení	M_k [N.m]	ΔM_k [N.m]	ΔM_k v %
Původní čerpadlo	45,2	-	-
Zúžení spirály	47,5	2,3	5,1
Zaoblení lopatky	45,0	-0,2	-0,4
Savka	45,2	0,0	0,0
Zúžení, zaoblení, savka	47,0	1,8	4,0
Zúžení, zaoblení, potrubí	47,1	1,9	4,2

4.1 EXPERIMENTÁLNÍ DATA

Na úplném závěru zpracovávání diplomové práce bylo v hydraulické laboratoři OFI VK poskytnuté čerpadlo pro posuzování různých vlivů změřeno i v hlavní turbínové oblasti úplné charakteristiky čerpadla. Měření je provedeno při stejných otáčkách jako při CFD výpočtech $n = 2900 \text{ ot. min}^{-1}$.

Obrázek 55 graficky znázorňuje poměrově vynesené parametry turbíny vztažené k optimálnímu provoznímu bodu. Jsou zde uvedeny současně hodnoty reálné i vypočítané pomocí CFD. Měření pokrývá část charakteristiky od počátku turbínové oblasti po jeden pracovní bod za optimálním. Pro nastavení vyššího průtoku již kapacita měřicí tratě nedostačuje. Simulace provozu čerpadla je prováděna v oblasti optima. Uvedené trendy parametrů v závislosti na průtoku jsou ve shodě s trendy získané numerickým modelováním. Skutečné hodnoty jsou ale jiné než vypočítané. Uvedená účinnost je v jenom případě určena z krouticího momentu M_k přenášeného hřídelem, v druhém se jedná o idealizovaný model daného hydrodynamického stroje.

Z průběhu měrné energie v závislosti na průtoku je patrné, že čerpadlo v turbínovém provozu se chová jako odpor vložený do potrubí.



Obrázek 55 Parametry turbíny vynesené v poměru k optimu

Tabulka 15 Parametry optima v turbínovém provozu získané CFD výpočtem a měřením v laboratoři.

Varianta	$Q [l \cdot s^{-1}]$	$\eta [\%]$	$H [m]$	$M_k [N \cdot m]$
CFD	38,6	87,3	41,6	45,2
Měření	40,6	75,9	49	48,4

Účinnost získaná CFD výpočtem nezahrnuje diskové ztráty P_{ZD} [W]. Mezidiskové prostory nejsou součástí kontrolního objemu. Velikost ztrát způsobených třením disků o kapalinu je možné v oblasti optima přibližně stanovit na základě empirického vztahu [10]:

$$P_{ZD} = \frac{1}{4} \xi \rho \omega^3 \frac{D_2^5}{32}, \quad (4.1)$$

platného pro Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{u_2 R_2}{\nu} > 10^5.$$

Ztrátový součinitel ξ [1] a součinitel drsnosti k [1] jsou dány vztahy:

$$\xi = \frac{1}{\left[3,8 \log \left(\frac{D_2}{2k} \right) - 2,4 \left(\frac{2s}{D_2} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2} \quad (4.2)$$

$$k = 4,5 \cdot 10^{-6} \cdot Ra^{0,97}. \quad (4.3)$$

Člen s [m] představuje vzdálenost mezi diskem a pevnou stěnou, Ra [μm] střední aritmetickou úchylku profilu a D_2 [m] velký průměr oběžného kola. Pro krycí disk se použije stejný vztah s tím rozdílem, že od ztráty vypočítané s průměrem OK se odečtou ztráty odpovídající ploše sání s průměrem D_1 těsnícího kruhu.

Pro dané čerpadlo s texturou povrchu Ra 6,3, vzdáleností $s_N = 13,8$ mm u nosného disku, $s_K = 6,5$ mm u krycího disku, rozměrem $D_1 = 114,7$ mm a při použití kinematické viskozity $\nu = 1 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$ představuje $P_{ZD} = 453$ W.

Na základě odhadnuté ztráty je účinnost z CFD přiblížena k hydraulické účinnosti:

$$\eta_{hT} = \frac{M_k \omega - P_{ZD}}{\rho g Q H}.$$

Vypočítaná účinnost čerpadla bez úprav v turbínovém provozu při $Q_m = 38,5$ kg·s⁻¹ se sníží o 2,8 % na 84,5 %. Uvedený postup přibližuje, jak by se mohlo postupovat při zahrnování vlivu diskových ztrát do hydraulické účinnosti. Oblast vysoké účinnosti zůstává stejná (rozmezí přibližně půl procenta). Úprava hydraulické účinnosti čerpadla podobným způsobem nemusí vlivem užitečného příkonu viskózních sil udávat správný výsledek.

Pozn.: Jednotlivé úpravy jsou porovnávány na základě stejně určené účinnosti bez zahrnutí diskových ztrát při jedné hodnotě průtoku, jednotném nastavení řešiče a s téměř shodnými vlastnostmi výpočetní sítě.

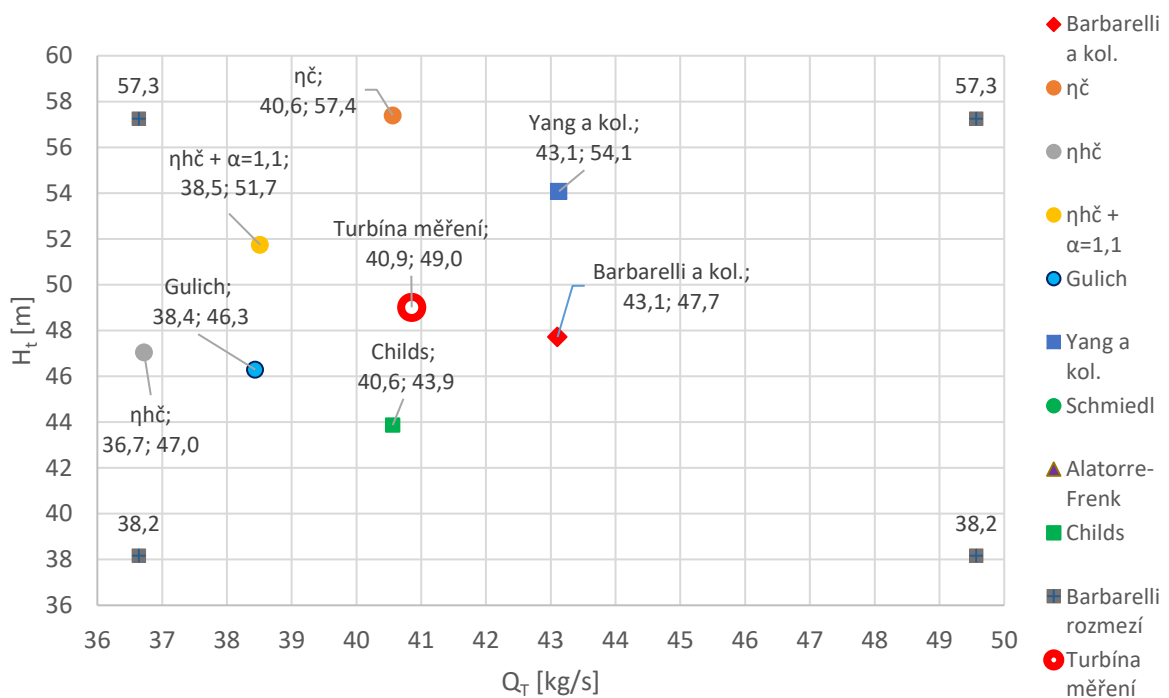
4.1.1 OVĚŘENÍ PŘEPOČTOVÝCH VZTAHŮ

Skutečně naměřené parametry hydraulického stroje umožňují ověřit a porovnat odchylky uvedených přepočtových vztahů pro určení optimálního provozního bodu turbíny na základě čerpadlových parametrů, které shrnuje tabulka 1. Hydraulická účinnost je aproximována pomocí vztahu podle Wislicena, viz rovnici 2.9.

Tabulka 16 Hodnoty výškového a průtokového koeficientu dle různých autorů, odchylka je vztažena k optimu získaného měřením skutečného čerpadla.

Název	C_H [1]	C_Q [1]	C_H odchylka [%]	C_Q odchylka [%]
Barbarelli a kol.	1,42	1,39	-2,7	5,2
$\eta_{\check{c}}$	1,71	1,31	14,6	-0,7
$\eta_{h\check{c}}$	1,40	1,18	-4,2	-11,3
$\eta_{h\check{c}} + \alpha = 1,1$	1,54	1,24	5,3	-6,1
Yang a kol.	1,61	1,39	9,4	5,3
Schmiedl	1,56	1,87	6,4	29,4
Gulich	1,38	1,24	-5,9	-6,3
Alatorre-Frenk	1,65	1,68	11,3	21,7
Childs	1,31	1,31	-11,7	-0,7

Přepočet optimálního pracovního bodu - naměřené turbínové parametry



Obrázek 56 Grafické znázornění výsledků různých přepočtů optima čerpadla na optimum turbíny, vstupní hodnoty jsou parametry skutečného čerpadla

ZÁVĚR

Je poukázáno na různé možnosti poměrně jednoduchých úprav radiálněaxiálního čerpadla provozovaného v turbínovém režimu s uvedením jejich vlivu na hydraulickou účinnost. Je použito upravení spirální skříně, náběžné hrany lopatky, stočení oběžného kola a přidání sací trouby.

Pozorování různých úprav je prováděno na radiálněaxiálním čerpadle o specifických otáčkách $n_q = 36,6 \text{ ot. min}^{-1}$ daných rovnicí 1.8, případně $n_s = 133,8 \text{ ot. min}^{-1}$. Nástrojem pro získávání informací o změně parametrů stroje je numerická mechanika tekutin. Simulace proudění jsou prováděny v programu Ansys CFX se studentskou licenci. Model čerpadla je bez mezidiskových prostor. Provedené zjednodušení je možné akceptovat vzhledem k účelu výpočtů určených pro vzájemné porovnávání.

Integrální parametry hydrodynamického stroje jsou vyhodnocovány v optimálním turbínovém pracovním bodě. Stanovení optima turbíny na základě přepočtových vztahů vycházející z dostupných parametrů čerpadla není jednoznačné. Proto je referenční hodnota průtoku použitá pro všechny modifikace $Q_m = 38,5 \text{ kg. s}^{-1}$ stanovena iteračním postupem (viz kapitulu 2.8). Uvedení různých přístupů k odhadu turbínového optimálního pracovního bodu přináší vzhled do současného stavu poznání o daném tématu. Přesnost jednotlivých odhadů je v poslední kapitole vyzkoušena.

Při hledání optimálního provozního bodu turbíny na základě velikosti průtoku (viz obrázek 18 a)) podle předpokladu zachování úhlu absolutní rychlosti vystupující ze spirály do oběžného kola je tento předpoklad potvrzen a v celém rozmezí průtoků se mění pouze o $0,2^\circ$. Tvar křivky průběhu účinnosti v závislosti na průtoku má v okolí optima plochý tvar. Propad parabolického průběhu účinnosti charakteristického pro turbínová oběžná kola Francisova typu je způsoben změnou úhlu lopatky podél náběžné hrany lopatky (čerpadlové odtokové hrany).

Průtok $Q_m = 38,5 \text{ kg. s}^{-1}$ zajišťuje vhodný úhel náběhu proudu na původní ostrou hranu lopatky. Nedochází k rázu na lopatku s následným odtržením proudění. Provedené zaoblení náběžné hrany lopatky (turbínový směr proudění) proto nepřináší výrazné zvýšení účinnosti. Úprava je však jednoduchá a nenáročná. Její příspěvek činí $0,4 \%$ účinnosti. Zaoblení se projevuje také na velikosti spádu, kde dochází ke snížení o 1% ($0,4 \text{ m}$) v porovnání s originálním čerpadlem. Víř, k jehož inicializaci dochází poblíž náběžné hrany, je pravděpodobně způsoben tvarováním čerpadlové lopatky. Z provedené konformní transformace střednice lopatky vyplývá, že v těchto místech dochází ke změně její křivosti. Zaoblení náběžné hrany nepotlačí vznik víru. Přibližně v polovině délky lopatky dochází k jeho pozvolnému zániku a kanál oběžného kola splňuje Eulerovu turbínovou rovnici.

Přechod mezi spirální skříní a oběžným kolem je proveden skokovou změnou průtočného průřezu. V původním čerpadlovém provozu se jedná o výhodu s ohledem na odvádění kapaliny z OK. Při opačném směru proudění ale dochází k zúžení proudu na vstupu do OK. Přidáním vložky do spirální skříně je možné docílit zúžení průtočného průřezu spirály na velikost výšky kanálu OK. Vstup proudu kapaliny do rotoru je následně rovnoměrnější. Zúžení spirály se nejvíce projeví na zvýšení krouticího momentu o $5,1 \%$. Zároveň dochází ke zvýšení spádu na turbínu o $4,8 \%$ (2 m). Celkový příspěvek na zvýšení účinnosti činí $0,3 \%$.

Proud vystupující z oběžného kola s sebou odnáší nezpracovanou kinetickou energii strojem. Pro lepší využití dostupné měrné energie je za OK přidána sací trouba s difuzorem tvaru

rotačního kuželu. Vrcholový úhel difuzoru je zvolen konzervativním přístupem o velikosti $8,8^\circ$. Přítomnost velké obvodové složky rychlosti neumožňuje savce efektivně kinetickou energii proudu využít. Účinnost difuzoru dosahuje pouze 46 %. Vliv savky na účinnost stroje je zanedbatelný a nejmenší ze všech úprav. Dochází ke zvýšení o 0,2 %. Také snížení spádu o 0,2 % (0,1 m) je zanedbatelné. Použití sací trouby nepřináší zlepšení.

Velká obvodová složka rychlosti umožňuje opustit konzervativní přístup návrhu savky. Úhel otevření difuzoru je možné zvýšit, aniž by docházelo k odtržení proudění od jeho stěn. Při použití úhlu 14° nedochází ke vzniku recirkulační oblasti a účinnost difuzoru se mírně zvýší na 48 %. Větší úhel 20° již obsahuje recirkulační oblast uvnitř rotujícího proudu, ale i v tomto případě dochází ke zvýšení účinnosti difuzoru na 50 %. Pokud umístění čerpadla provozovaného jako turbína vyžaduje připojení na potrubí o větším průměru, je možné použít difuzor s větším úhlem otevření. Například úhel 14° , který neobsahuje recirkulační oblast se vznikem ztrát vířením. Vyhodnocení modifikace tvaru sací trouby je založeno na samostatném výpočtu pouze savky se vstupní okrajovou podmínkou odpovídající výstupu z oběžného kola při průtoku $Q_m = 38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Další výpočty celého čerpadla s variantami vrcholového úhlu kuželu sací trouby by poukázaly na možné zlepšení situace s rotujícím prouděním. Z časových důvodů již není provedeno. Zlepšení účinnosti v řádu jednotek procent není předpokládáno. Stále platí, že charakter proudění za oběžným kolem neumožňuje účinnou transformaci kinetické energie na tlakovou. Například u provozního bodu s průtokem $Q_m = 43 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je rozložení rychlostního pole na výstupu z oběžného kola trochu jiné, obvodová složka rychlosti je ale stále značná.

Dílkčí úpravy způsobují zvýšení účinnosti do půl procenta. Použití všech tří zmíněných možností najednou, tedy lepší nasměrování proudu do OK zúženou spirálou, zaoblení náběžné hrany a přidání savky s vrcholovým úhlem $8,8^\circ$, způsobí zvýšení účinnosti o 1 %. Doprovodným jevem je zvýšení spádu o 3,1 % (1,3 m).

Vzhledem k zanedbatelnému vlivu savky na účinnost je vyzkoušena varianta s použitím pouze zúžené spirály a zaoblené náběžné hrany lopatky. V takovém případě je účinnost zvýšena o 0.8 %.

Proud za oběžným kolem rotuje ve stejném smyslu jako OK. V opačném případě je možné provést stočení OK na výstupní hraně lopatky (vstupní čerpadlové), čímž dojde ke změně výstupního rychlostního trojúhelníku. Následně je vhodné na modifikovaný proud za OK použít sací troubu.

Pokus o snížení hltnosti turbíny pomocí stočení OK na velkém průměru vede na nestacionární výpočet. Oblast mezi původní hranou spirály a novou hranou OK pravděpodobně způsobuje celkové zhoršení chodu stroje. Provedené definování úlohy a nastavení řešiče neumožňuje dosáhnout přijatelné hladiny konvergence. Provedení nestacionárního řešení úlohy již není z časových důvodů zahrnuto. Způsob zvýšení účinnosti stočením OK je dalším možným pokračováním v daném tématu.

Parametry čerpadla provozovaného v turbínovém režimu získané numerickou mechanikou tekutin jsou konfrontovány s experimentálně získanými parametry daného čerpadla. V obou případech je trend účinnosti, spádu i krouticího momentu stejný.

Čerpadlo podrobené různým úpravám s cílem zvýšit jeho účinnost vykazuje maximální možné zlepšení o 1 %. Největší vliv způsobuje zaoblení lopatky, následuje zúžení spirály a zanedbatelný vliv má přidání savky.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BARBARELLI, S., M. AMELIO, G. FLORIO a N.m. SCORNAIENCHI. Procedure Selecting Pumps Running as Turbines in Micro Hydro Plants. *Energy Procedia* [online]. Elsevier Ltd, 2017, **126**, 549-556 [cit. 2019-03-21]. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.08.282. ISSN 1876-6102.
- [2] MELICHAR, Jan, Jan VOJTEK a Jaroslav BLÁHA. *Malé vodní turbíny: Konstrukce a provoz*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1998, 299 s. ISBN 80-01-01808-0.
- [3] LIMA, Gustavo meirelles, Edevar Iuvizotto JUNIOR a Bruno melo BRENTAN. Selection of Pumps as Turbines Substituting Pressure Reducing Valves. In: *Procedia Engineering* [online]. Elsevier Ltd, 2017, **186**, s. 676-683 [cit. 2019-04-20]. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.249. ISSN 1877-7058.
- [4] KRAMER, M, K TERHEIDEN a S WIEPRECHT. Pumps as turbines for efficient energy recovery in water supply networks. *Renewable Energy* [online]. 2018, **2018**(122), 17-25 [cit. 2019-04-20]. DOI: 10.1016/j.renene.2018.01.053. ISSN 0960-1481.
- [5] VARCHOLA, Michal. *Interakcia obežného kola a statora odstředivého čerpadla*. 1. vydanie. V Bratislave: Slovenská technická univerzita, 2017, 190 stran : ilustrace. ISBN 978-80-227-4735-6.
- [6] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, 289 s. : il. ; 21 cm. ISBN 80-01-01626-9.
- [7] ŠOB, František. *Hydromechanika*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2008, 238 s. : il. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [8] GÜLICH, Johann. *Centrifugal pumps*. 3rd edition. Heidelberg: Springer, 2014, xli, 1116 stran : ilustrace (některé barevné). ISBN 978-3-642-40113-8.
- [9] STEPANOFF, A.J. *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application*. 2 ed. New York: John Wiley & Sons, 1957, 462 s. ISBN 0471821373.
- [10] HALUZA, Miloslav. *Přednášky z předmětu Tekutinové stroje*, akad. r. 2018/2019.
- [11] YANG, Sun-Sheng, Shahram DERAKHSHAN a Fan-Yu KONG. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance. *Renewable Energy*. 2012, **48**, 507-513. DOI: 10.1016/j.renene.2012.06.002. ISSN 09601481. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148112003485>
- [12] NAUTIYAL, Himanshu VARUN a Anoop KUMAR. Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010, **14**(7), 2059-2067. DOI: 10.1016/j.rser.2010.04.006. ISSN 13640321. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032110001176>
- [13] ROSSI, Mosè a Massimiliano RENZI. A general methodology for performance prediction of pumps-as-turbines using Artificial Neural Networks. *Renewable Energy*.

2018, **128**, 265-274. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.05.060>. ISSN 0960-1481. Dostupné také z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118305810>

- [14] ROSSI, Mosè a Massimiliano RENZI. Analytical Prediction Models for Evaluating Pumps-As-Turbines (PaTs) Performance. *Energy Procedia* [online]. Elsevier Ltd, 2017, **118**, 238-242 [cit. 2019-03-21]. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.07.011. ISSN 1876-6102.
- [15] *CFX-Solver Theory Guide: Chapter 2: Turbulence and Wall Function Theory* [online]. ANSYS, Inc. (2019) [cit. 2019-04-21].
- [16] LAZARKIEWICZ, Stephen a Tadeusz Adam TROSKOLANSKI. *Impeller pumpa*. Oxford: Pergamon Press, 1965, 648 s.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

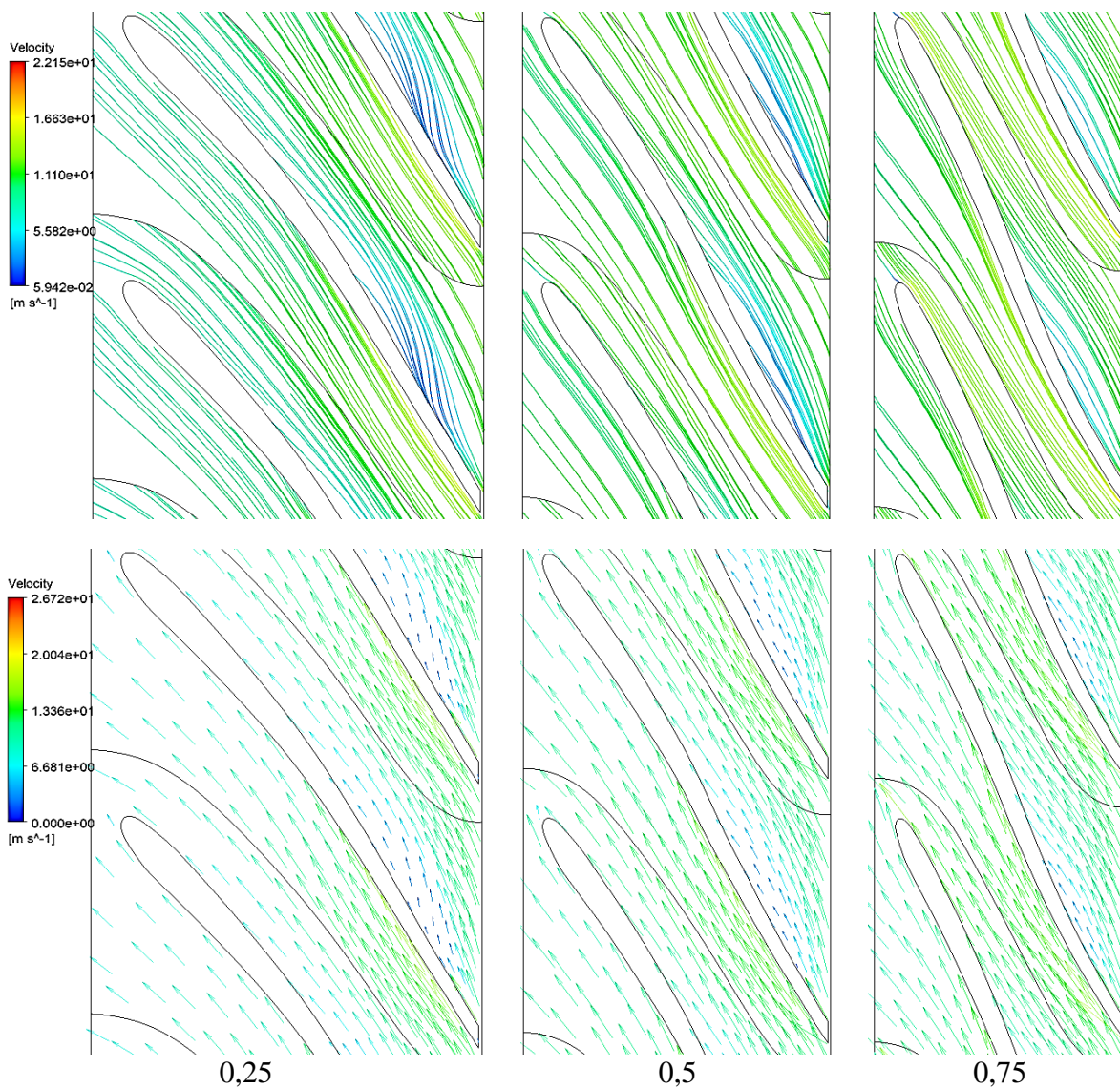
c	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Absolutní rychlost, střední průřezová rychlost v potrubí
\bar{c}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Střední průřezová rychlost
CFD	-	Numerická mechanika tekutin
C_H	[1]	Výškový koeficient
C_Q	[1]	Průtokový koeficient
c_m	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Meridiální složka absolutní rychlosti
c_u	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Obvodová složka absolutní rychlosti
D	[m]	Průměr
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Gravitační zrychlení
H	[m]	Dopravní výška, čistý spád
HD	-	Hydrodynamický (stroj)
k	[1]	Součinitel drsnosti
M, M_k	[N.m]	Krouticí moment
n	$[\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}]$	Otáčky
OK	-	Oběžné kolo
p	[Pa]	Statický tlak
P	[W]	Výkon, příkon
p_d	[Pa]	Dynamický tlak
Δp	[Pa]	Tlaková difference
P_{th}	[W]	Teoretický výkon hydraulického stroje
P_{zD}	[W]	Diskové ztráty
Q	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Objemový průtok
Q_m	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok
r	[m]	Poloměr
S	$[\text{m}^2]$	Plocha
u	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Obvodová, unášivá rychlost
w	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Relativní rychlost
Y	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Měrná energie
Y_{Eu}	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Měrná energie daná Eulerovou energetickou rovnicí
$Y_{z1,2}$	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Ztrátová měrná energie mezi body 1 a 2
y^+	[1]	Délkové měřítko mezní vrstvy
α	$[\circ]$	Úhel absolutní rychlosti s obvodovou
α	[1]	Coriolisovo číslo
α_p	[1]	Součinitel vyjadřující poměr složek c_{u2T} a $c_{u2č}$
α_{SP}	$[\circ]$	Úhel spirály
β	$[\circ]$	Úhel mezi relativní rychlostí a unášivou
β_L	$[\circ]$	Úhel lopatky

η	[1]	Účinnost
η	[m]	Souřadnice v konformním zobrazení
η_h	[1]	Hydraulická účinnost
η_s	[1]	Účinnost savky
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ξ	[1]	Ztrátový součinitel
ξ	[m]	Souřadnice v konformním zobrazení
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota (měrná hmotnost)
φ	[rad]	Úhel opásání
ω	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost

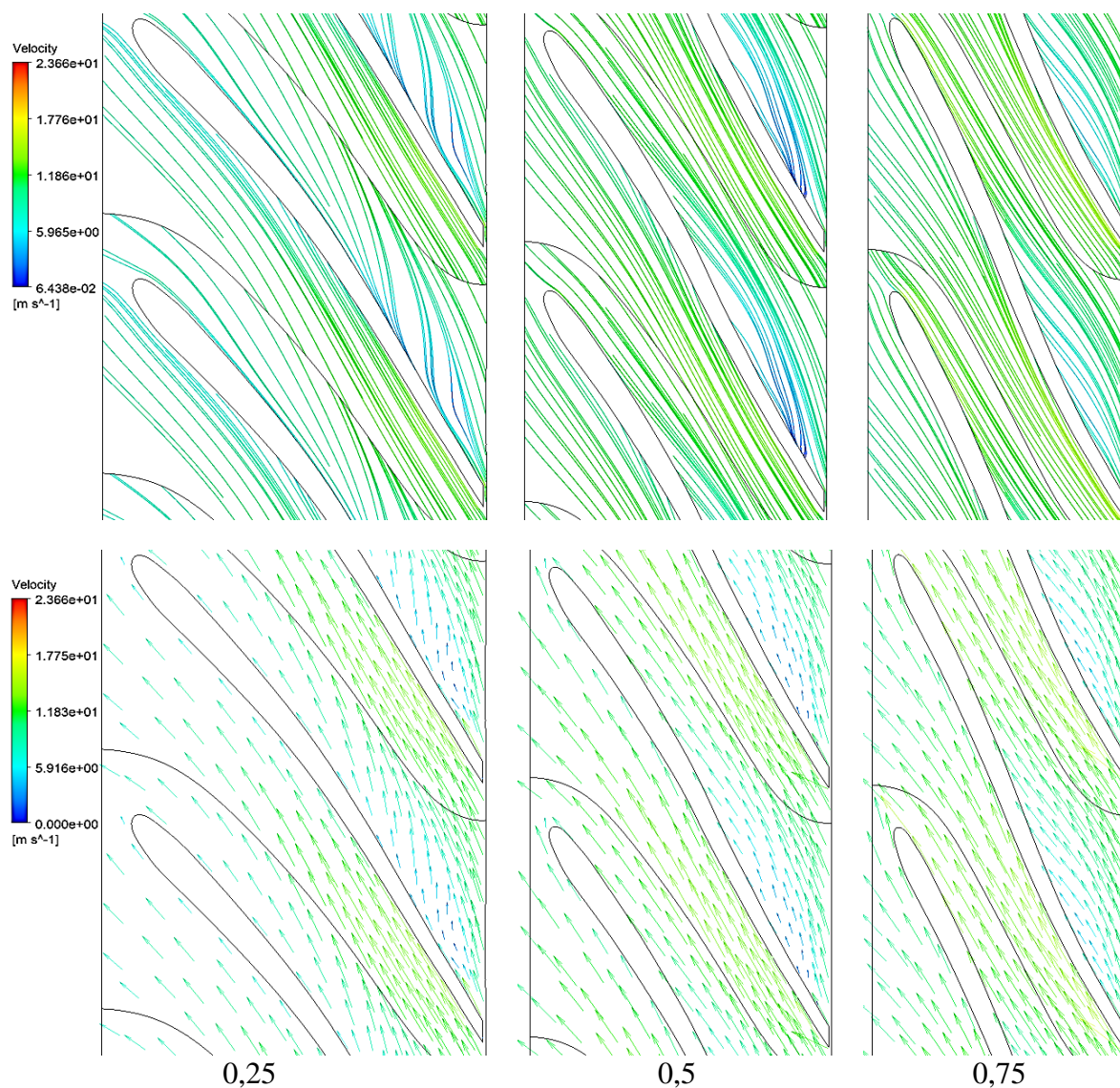
Indexy

Č	Čerpadlo
O, o	Optimum
T	Turbína

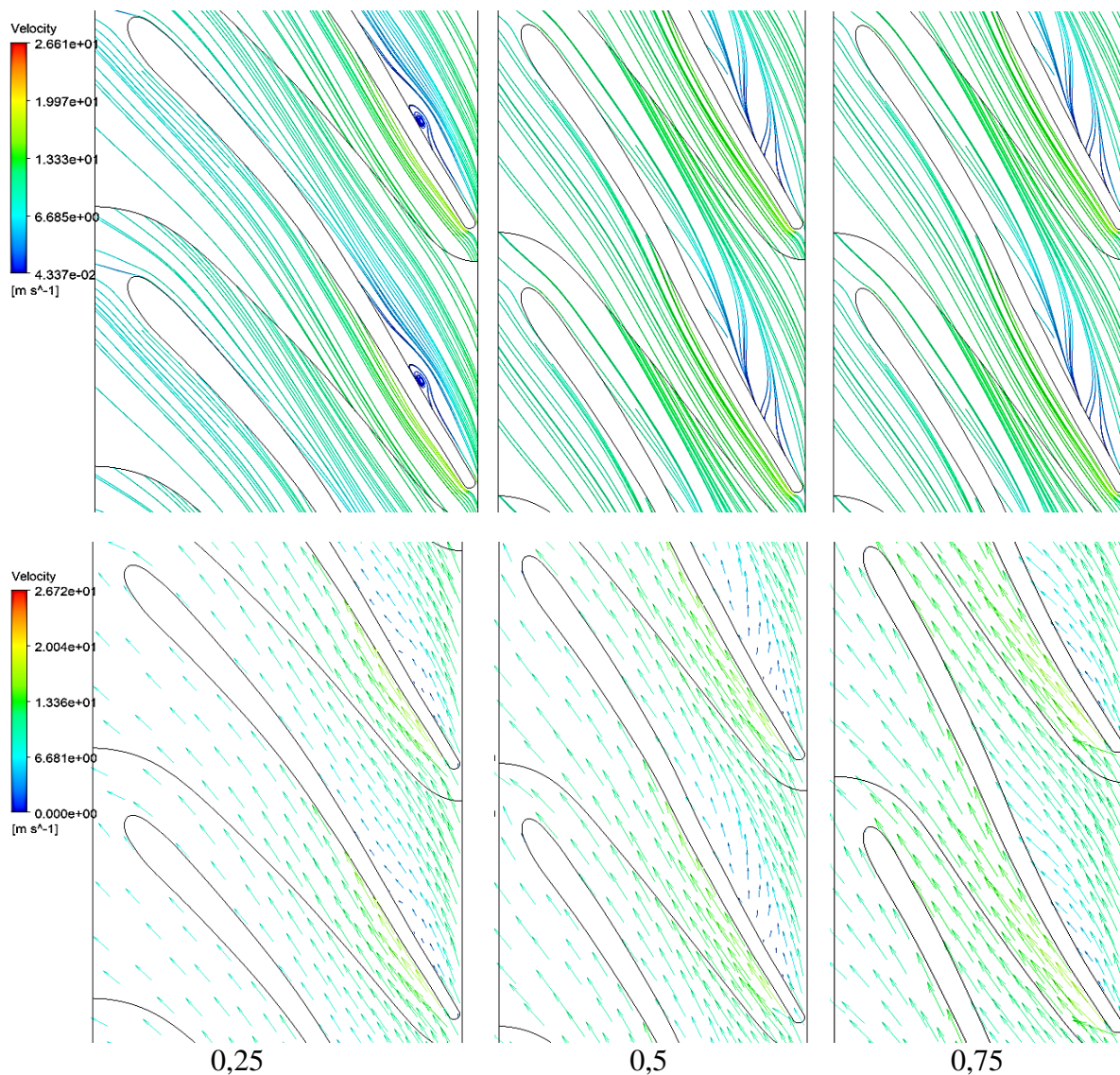
PŘÍLOHY



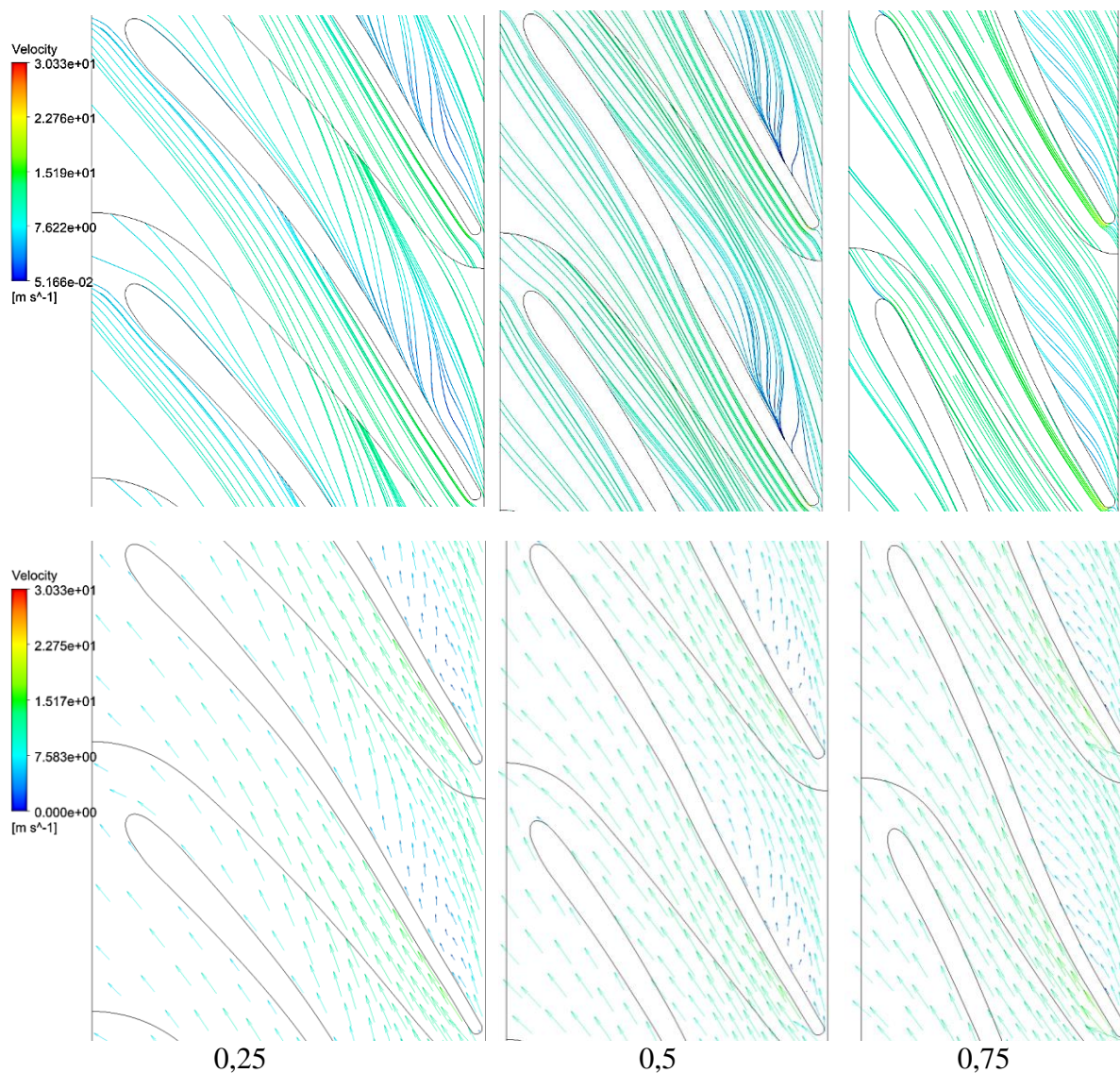
P. 1 Původní čerpadlo v turbínovém provozu, proudnice a vektory relativní rychlosti, průtok $38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$; zleva doprava od nosného disku ke krycímu, číslo udává polohu snímku lopatkové mříže vztahenou k šířce kanálu oběžného kola



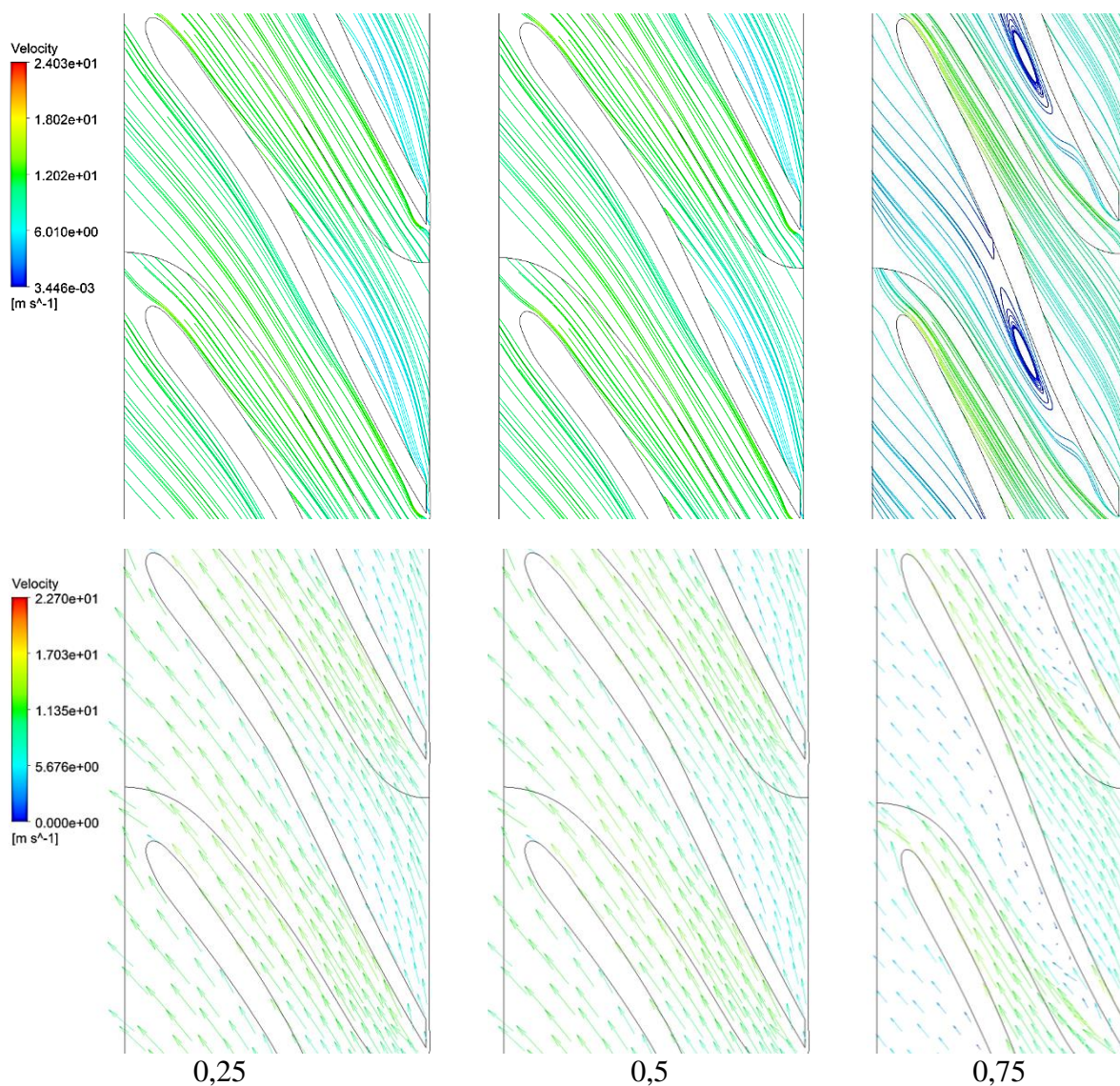
P. 2 Zúžení spirály, proudnice a vektory relativní rychlosti, průtok $38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$; zleva doprava od nosného disku ke krycímu, číslo udává polohu snímku lopatkové mříže vztáženou k šířce kanálu oběžného kola



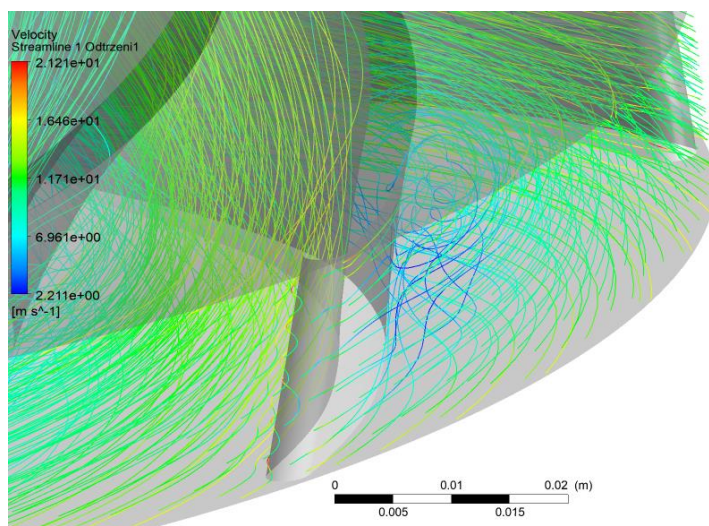
P. 3 Zaoblení lopatky, proudnice a vektory relativní rychlosti, průtok $38,5 \text{ kg.s}^{-1}$; zleva doprava od nosného disku ke krycímu, číslo udává polohu snímku lopatkové mříže vztáženou k šířce kanálu oběžného kola



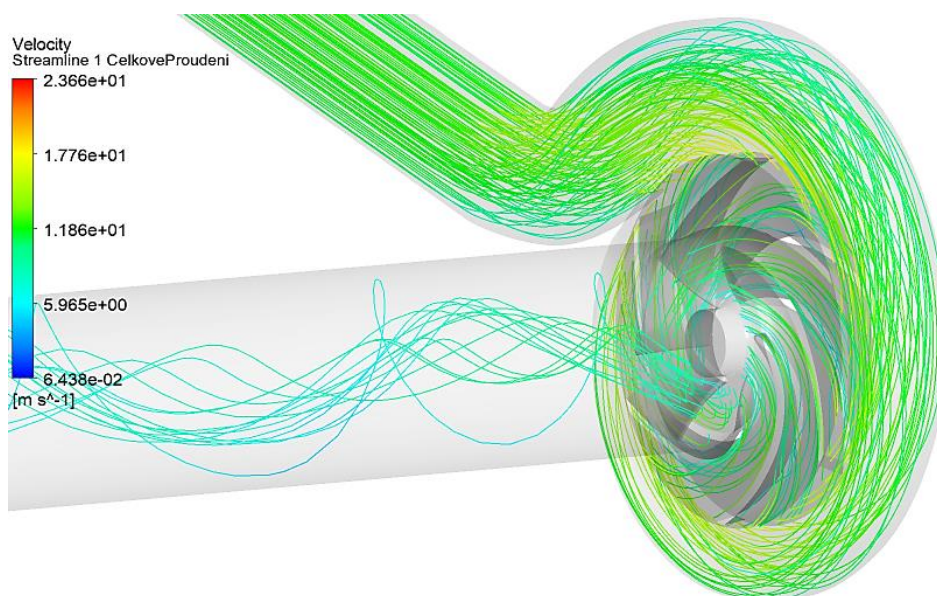
P. 4 Zúžení spirály a zaoblení náběžné hrany lopatky, proudnice a vektory relativní rychlosti, průtok $38,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$; zleva doprava od nosného disku ke krycímu, číslo udává polohu snímku lopatkové mříže vztaženou k šířce kanálu oběžného kola



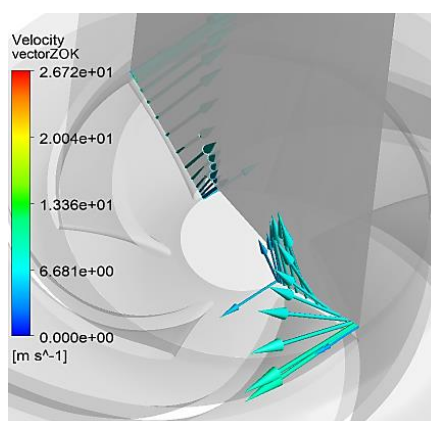
P. 5 Stočení OK o 10%, proudnice a vektory relativní rychlosti, průtok 32,5 kg.s⁻¹; zleva doprava od nosného disku ke krycímu, číslo udává polohu snímku lopatkové mříže vztáženou k šířce kanálu oběžného kola



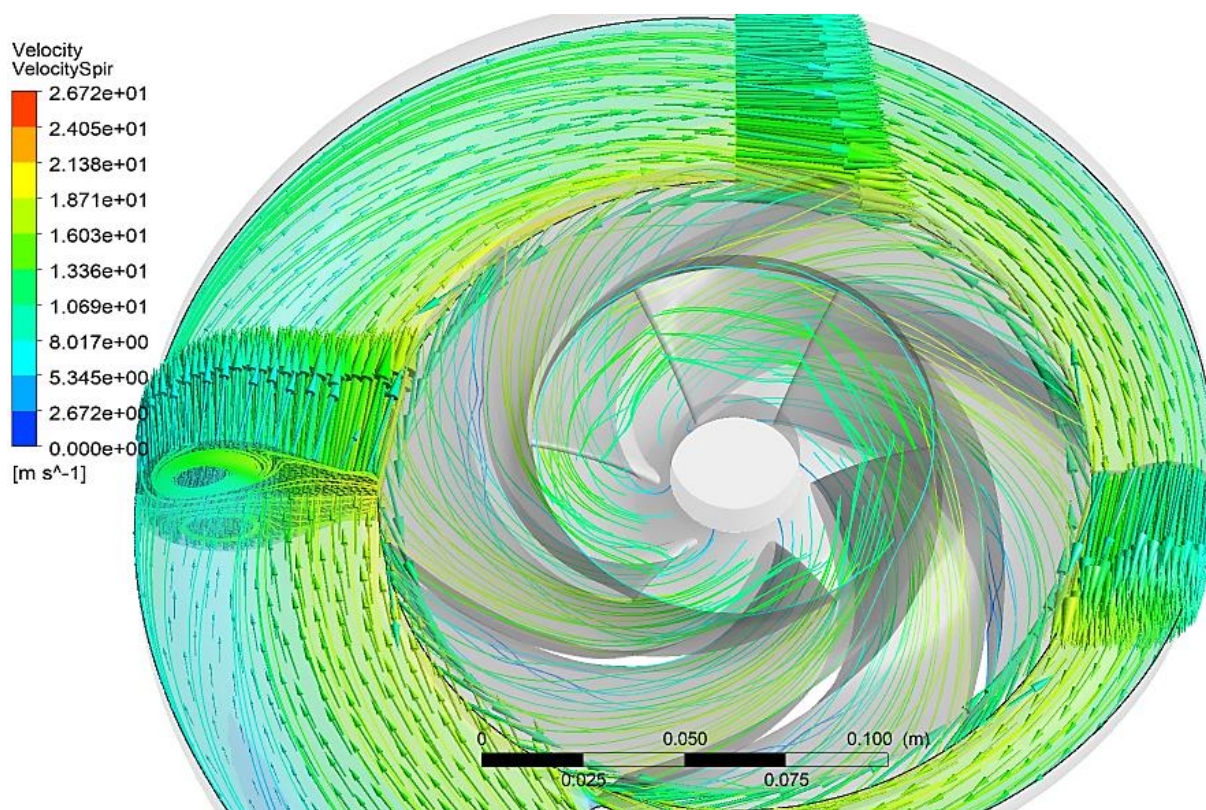
P. 6 Pohled na proudění za náběžnou hranou lopatky v případě použití zúžené spirály, zaoblené náběžné hrany lopatky a přidání savky; průtok 38,5 kg.s⁻¹



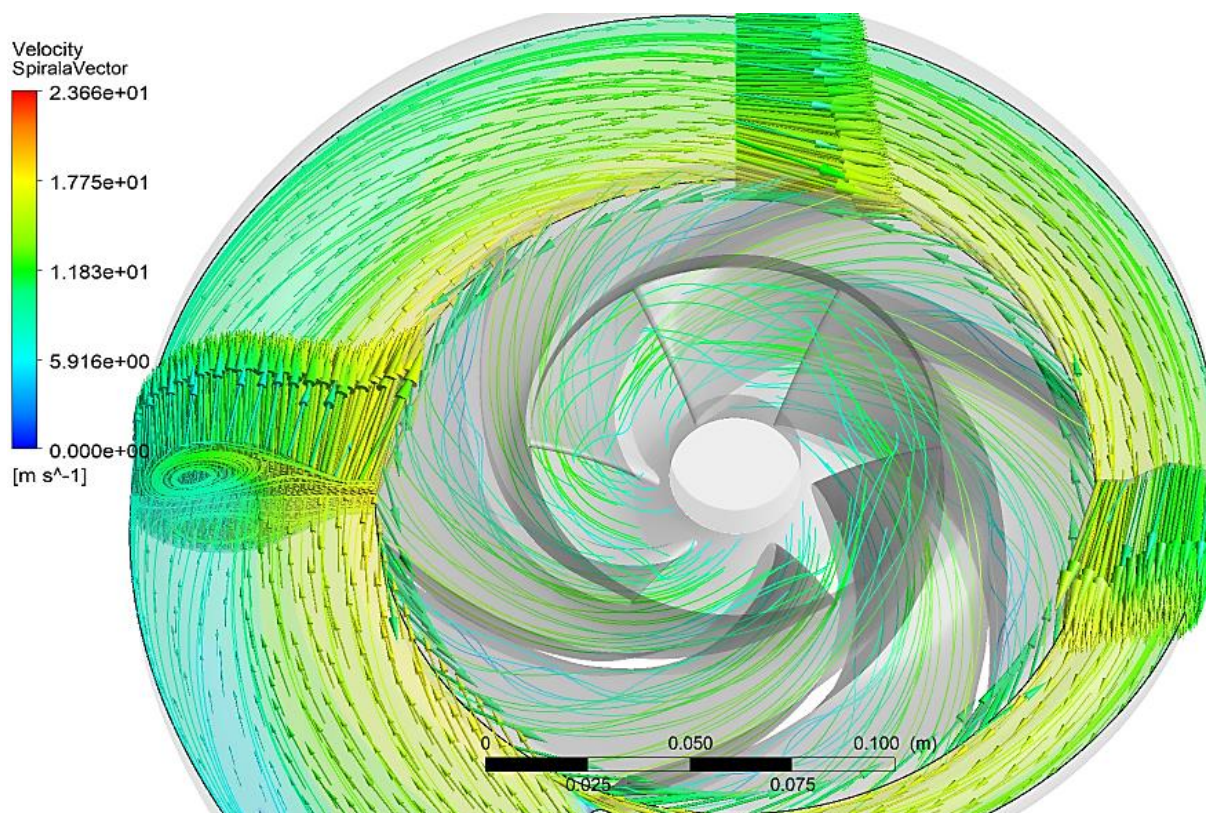
P. 7 Původní čerpadlo v turbínovém provozu při průtoku 43 kg.s⁻¹



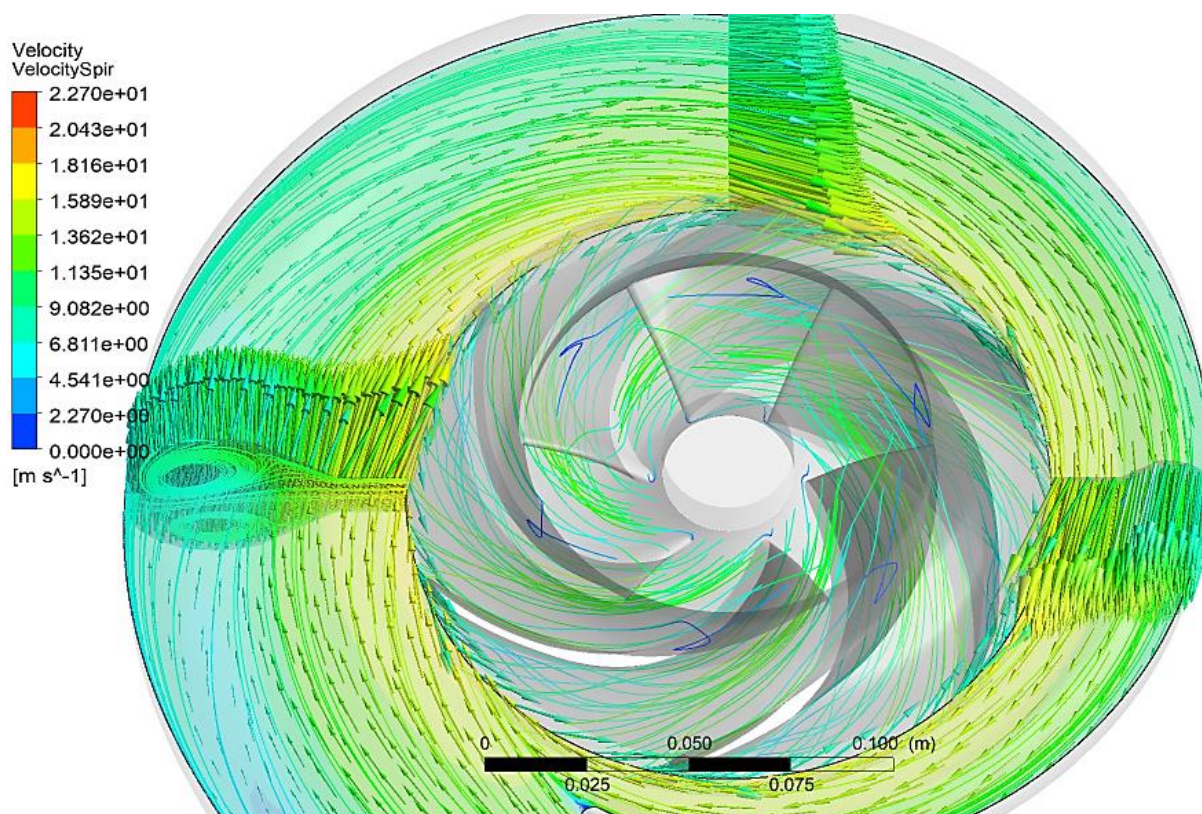
P. 8 Vektory výstupní rychlosti z oběžného kola při průtoku 43 kg.s⁻¹



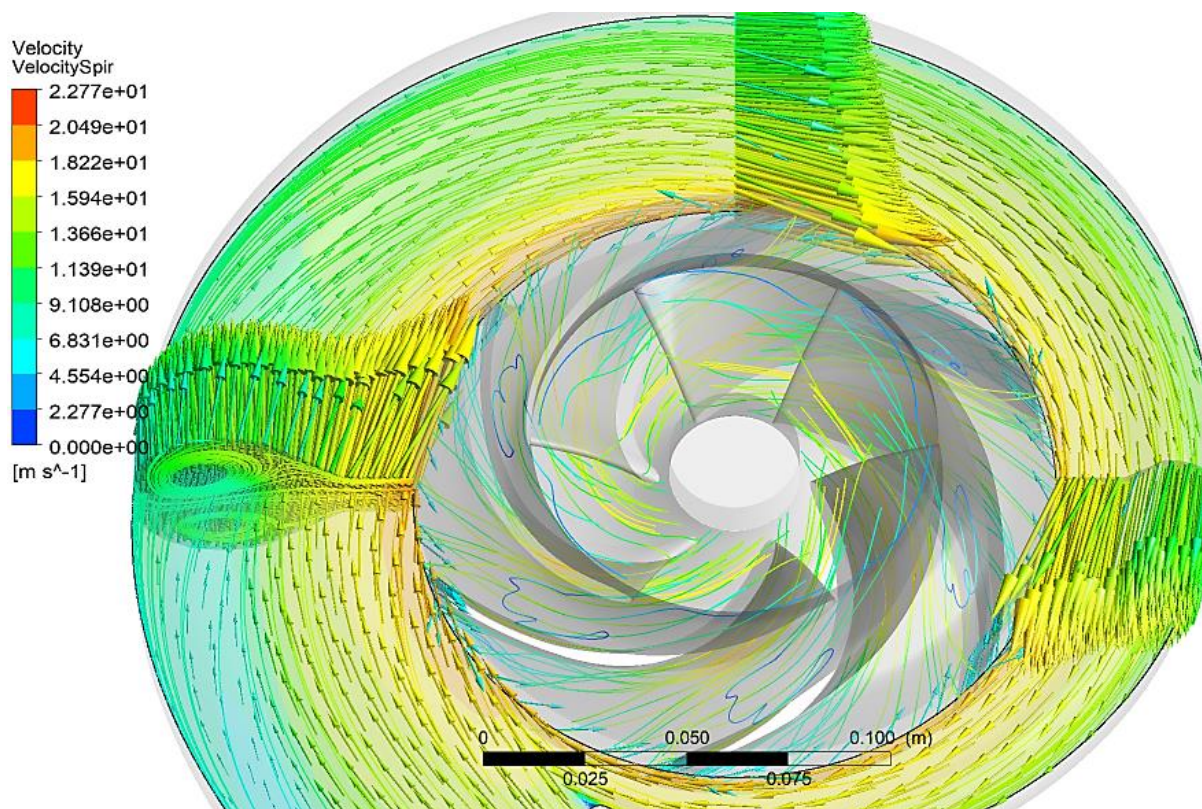
P. 9 Původní čerpadlo v turbínovém provozu, znázornění rychlostního pole ve spirále a relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola, průtok $38,5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$



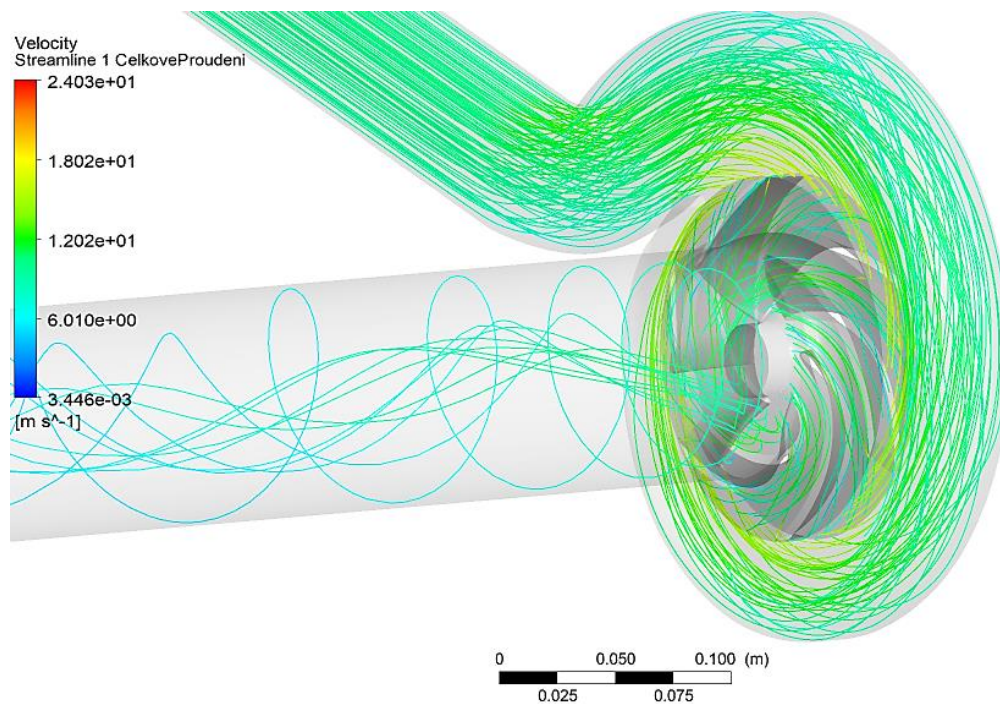
P. 10 Zúžená spirála na šířku oběžného kola, znázornění rychlostního pole ve spirále a relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola, průtok $38,5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$



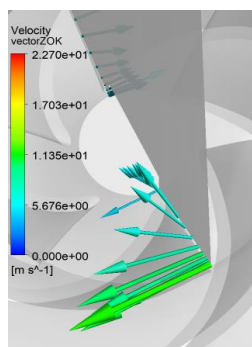
P. 11 Stočené oběžné kolo o 10 % na vnějším průměru, znázornění rychlostního pole ve spirále a relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola, průtok 32,5 kg.s⁻¹



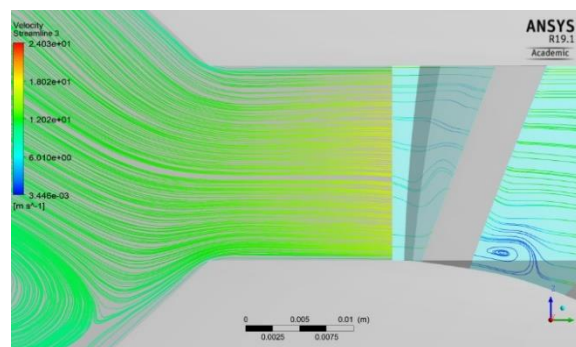
P. 12 Stočené oběžné kolo na vnějším průměru o 10 %, znázornění rychlostního pole ve spirále a relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola, průtok 38,5 kg.s⁻¹



P. 13 Stočené kolo na vnějším průměru o 10 %, průtok 32,5 kg.s⁻¹, souhlasný smysl rotace proudů v savce s oběžným kolem

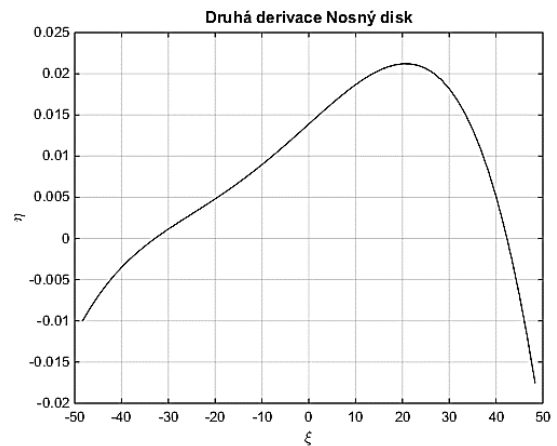
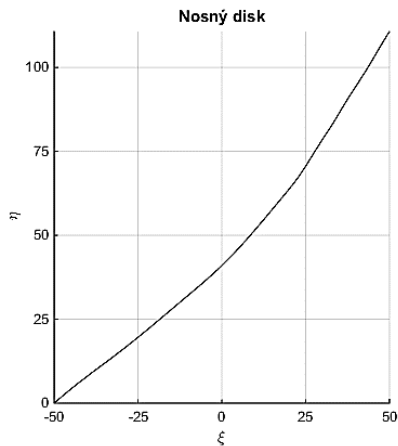


a)

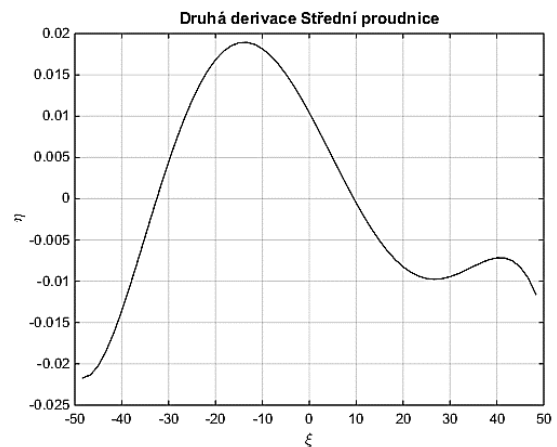
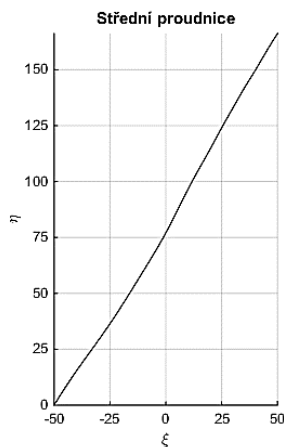


b)

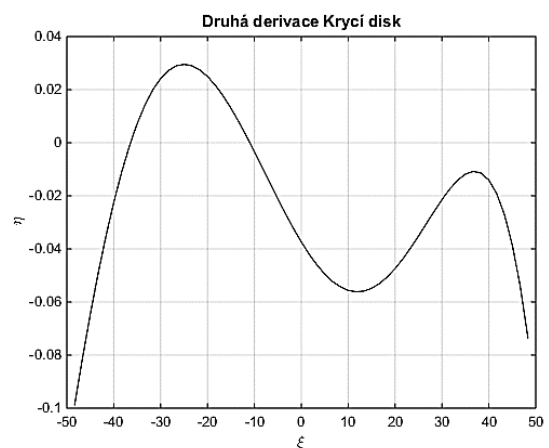
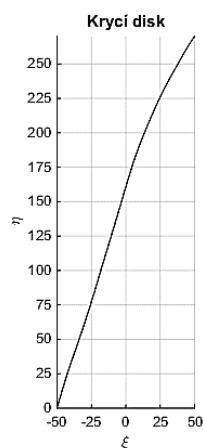
P. 14 Stočené oběžné kolo na vnějším průměru o 10 %, průtok 32,5 kg.s⁻¹; a) Vektory rychlosti na výstupu z oběžného kola; b) Proudnic sekundárního proudění v meridiální rovině řezu



P. 15 Konformní transformace střednice čerpadlové lopatky a znázornění jejího inflexního bodu u nosného disku, hodnota ξ 50 přísluší odtokové hraně lopatky, -50 náběžné hraně lopatky



P. 16 Konformní transformace střednice čerpadlové lopatky a znázornění jejího inflexního bodu uprostřed kanálu oběžného kola, hodnota ξ 50 přísluší odtokové hraně lopatky, -50 náběžné hraně lopatky



P. 17 Konformní transformace střednice čerpadlové lopatky a znázornění jejího inflexního bodu u krycího disku, hodnota ξ 50 přísluší odtokové hraně lopatky, -50 náběžné hraně lopatky



P. 18 Čerpadlo řešené v diplomové práci



P. 19 Měřicí trať čerpadla